



TRABAJO FIN DE GRADO

OPTIMIZACIÓN DE LA CALDERA RECUPERADORA DE GASES USANDO ALGORITMOS GENÉTICOS

AUTOR: ENRIQUE BILAZ PASCUA

TUTOR: DOMINGO SANTANA SANTANA

JUNIO 2015



RESUMEN

En el presente proyecto se lleva a cabo la optimización del elemento fundamental del ciclo combinado, la caldera recuperadora de gases o HRSG (Heat Recovery Steam Generator), para el correspondiente procedimiento, se ha actuado mediante la programación de un algoritmo genético.

Se procede mediante este mecanismo para las distintas configuraciones del HRSG por separado, para después compararlas todas y elegir el HRSG óptimo correspondiente a nuestra central de ciclo combinado.

Si el único objetivo de la optimización fuera la eficiencia térmica, incurriríamos en el error de provocar durante la optimización situaciones ficticias debido a costes inalcanzables o a limitaciones tecnológicas. Por lo tanto, durante el proyecto se establecen restricciones económicas y tecnológicas, además, aunque el objetivo al optimizar cada configuración por separado es la de obtener el mayor rendimiento posible, y por lo tanto la mayor producción de trabajo, siempre se mantendrán presentes los costes y, en la elección del óptimo final, no nos fijaremos en el rendimiento, sino en la configuración que nos proporcione los mayores beneficios económicos.

De este modo se llega a la conclusión de que al añadir niveles de presión obtendremos un rendimiento en la planta superior, sin embargo, existe un número de niveles de presión crítico, en el cual, añadir un nivel de presión más, supondría un aumento de eficiencia térmica que no compensaría la inversión realizada.



ÍNDICE

BLOQUE I INTRODUCCIÓN

1. Introducción y objetivos.....	1
1.1 Introducción.....	1
1.2 Objetivos.....	2
1.3 Planificación.....	2
1.4 Medios empleados.....	4
2. Estado del arte.....	4
2.1 Efecto invernadero y cambio climático.....	5
2.2 Energías renovables.....	6
2.3 Evolución histórica del ciclo combinado.....	7
2.4 Ventajas del ciclo combinado.....	8

BLOQUE II CONCEPTOS BÁSICOS DEL PROYECTO

3. Algoritmos genéticos.....	12
3.1 Introducción.....	12
3.1.1 Definición.....	12
3.1.2 Terminología básica.....	13
3.2 El algoritmo.....	14
3.2.1 Población inicial.....	15
3.2.2 Codificación.....	16
3.2.3 Criterio final del algoritmo.....	16
3.2.4 Selección.....	17
3.2.5 Cruce.....	17
3.2.6 Copia.....	19
3.2.7 Mutación.....	19
3.2.8 Optimización multiobjetivo.....	20
4. Fundamentos termodinámicos.....	21
4.1 Introducción.....	21
4.1.1 Propiedades termodinámicas y criterio de signos.....	21
4.1.2 GICP (Gas Ideal Caloríficamente Perfecto).....	22
4.1.3 LICP (Líquido Ideal Caloríficamente Perfecto).....	22
4.1.4 Volumen de control.....	22
4.2 Ciclos de potencia.....	23
4.2.1 Ciclo de Carnot.....	24
4.2.2 Ciclo Rankine.....	25
4.2.2.1 Ciclo Rankine básico.....	25
4.2.2.2 Mejoras del ciclo Rankine.....	28
4.2.3 Ciclo Brayton.....	33
4.2.3.1 Ciclo Brayton básico.....	33
4.2.3.2 Variables y mejoras del ciclo Brayton.....	35



4.2.4 Ciclo combinado.....	38
4.2.4.1 Introducción.....	38
4.2.4.2 Análisis termodinámico.....	38
5. Caldera recuperadora de gases (HRSG).....	42
5.1 Introducción.....	42
5.2 Componentes del HRSG.....	43
5.3 Tipos.....	45
5.3.1 Con o sin postcombustión.....	45
5.3.2 Horizontales y verticales.....	46

BLOQUE III PROCESO DE OPTIMIZACIÓN

6. HRSG con un nivel de presión.....	49
6.1 Descripción.....	49
6.2 Resolución de la turbina de gas.....	51
6.3 Variables de diseño.....	52
6.4 Hipótesis y restricciones del problema.....	54
6.4.1 Parte termodinámica.....	54
6.4.2 Parte económica.....	54
6.4.3 Restricciones.....	56
6.5 Proceso de optimización.....	56
6.5.1 Eficiencia térmica como objetivo.....	58
6.5.2 Costes anuales como objetivo.....	60
6.6 Análisis de resultados.....	61
7. HRSG con dos niveles de presión.....	64
7.1 Descripción.....	64
7.2 Variables de diseño.....	66
7.3 Hipótesis y restricciones.....	67
7.4 Proceso de optimización.....	67
7.4.1 Eficiencia térmica como objetivo.....	67
7.4.2 Costes anuales como objetivo.....	70
7.5 Análisis de resultados.....	70
8. HRSG con dos niveles de presión+recalentamiento.....	74
8.1 Descripción.....	74
8.2 Variables de diseño.....	75
8.3 Hipótesis y restricciones.....	76
8.4 Proceso de optimización.....	77
8.5 Análisis de resultados.....	79
9. HRSG con tres niveles de presión+recalentamiento.....	81
9.1 Descripción.....	81
9.2 Variables de diseño.....	83
9.3 Hipótesis y restricciones.....	84
9.4 Proceso de optimización.....	84
9.5 Análisis de resultados.....	86
10. Comparación de las distintas configuraciones.....	88
11. Conclusiones.....	93



12. Bibliografía.....	95
13. Anexos.....	97
13.1 Funciones en Matlab.....	97
13.1 Turbinadegas.m.....	98
13.2 nivelpresion1.m.....	98
13.3 Restnolinear1.m.....	100
13.4 nivelpresion2sinrec.m.....	101
13.5 Restnolinear2sinrec.m.....	104
13.6 nivelpresion2.m.....	105
13.7 Restnolinear2.m.....	108
13.8 nivelpresion3.m.....	110
13.9 Restnolinear3.m.....	113

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Evolución de la concentración atmosférica de CO ₂ y de la temperatura media mundial.....	5
Figura 2.2 Expectativas del consumo de las distintas fuentes de energía.....	6
Figura 2.3 Potencia instalada en España.....	8
Figura 2.4 Cobertura de la demanda eléctrica en España.....	8
Figura 2.5 Emisiones de CO ₂	10
Figura 2.6 Emisiones de NO _x	10
Figura 2.7 Emisiones de SO ₂	10
Figura 3.1 Diversidad en la población.....	14
Figura 3.2 Diagrama de flujo del AG.....	15
Figura 3.3 Ejemplo de valores de población inicial.....	16
Figura 3.4 Cruce de 1 punto.....	18
Figura 3.5 Cruce de 2 puntos.....	18
Figura 3.6 Cruce uniforme.....	19
Figura 3.7 Ejemplo de frontera de Pareto en Matlab.....	20
Figura 4.1 Diagrama T-s de un ciclo Carnot.....	24
Figura 4.2 Esquema del ciclo Rankine.....	26
Figura 4.3 Ciclo Rankine ideal vs real.....	28
Figura 4.4 Efectos de la reducción de la presión del condensador en el ciclo Rankine.....	29
Figura 4.5 Efectos del incremento de la presión de la caldera en el ciclo Rankine.....	29
Figura 4.6 Efectos del sobrecalentador en el ciclo Rankine.....	30
Figura 4.7 Ciclo Rankine ideal con recalentamiento.....	31
Figura 4.8 Esquema de un ciclo Rankine con feedwater abierto.....	31
Figura 4.9 Esquema de funcionamiento de feedwater con drenaje hacia delante y hacia atrás.....	32
Figura 4.10 Configuración de una central térmica convencional.....	32
Figura 4.11 Esquema del ciclo Brayton.....	33
Figura 4.12 Ciclo Brayton cerrado.....	35
Figura 4.13 Intercooler en ciclo Brayton.....	36



Figura 4.14	Recalentamiento en el ciclo Brayton.....	36
Figura 4.15	Ciclo Brayton con regeneración.....	37
Figura 4.16	Ciclo Brayton con reg+int+rec.....	37
Figura 4.17	Esquema ciclo combinado.....	39
Figura 5.1	HRSG.....	42
Figura 5.2	Evaporador del HRSG.....	44
Figura 5.3	HRSG con configuración horizontal.....	46
Figura 5.4	HRSG con configuración vertical.....	47
Figura 6.1	Diagrama del ciclo (1np).....	49
Figura 6.2	Diagrama T-s (1np).....	50
Figura 6.3	Diagrama Q-T (1np).....	53
Figura 6.4	Herramienta de la optimización mediante AG de Matlab.....	57
Figura 6.5	Evolución del rendimiento en las generaciones (1np).....	58
Figura 6.6	Criterio de parada agotados (1np).....	58
Figura 6.7	Variación de la población en las distintas generaciones (1np).....	59
Figura 6.8	Violación de las restricciones en las distintas generaciones del algoritmo (1np).....	60
Figura 6.9	Algoritmo genético aplicado al coste anual (1np).....	60
Figura 6.10	Frontera de Pareto, rendimiento vs costes (1np).....	61
Figura 6.11	PP frente a rendimiento.....	62
Figura 6.12	AP frente a trabajo obtenido.....	63
Figura 7.1	Diagrama del ciclo (2np).....	64
Figura 7.2	Diagrama T-s (2np).....	65
Figura 7.3	Diagrama Q-T (2np).....	66
Figura 7.4	Evolución del rendimiento en las generaciones (2np).....	68
Figura 7.5	Variación de la población en las distintas generaciones (2np).....	68
Figura 7.6	Violación de las restricciones en las distintas generaciones del algoritmo (2np).....	69
Figura 7.7	Criterio de parada agotados (2np).....	69
Figura 7.8	Algoritmo genético aplicado al coste anual (2np).....	70
Figura 7.9	Frontera de Pareto, rendimiento vs costes (2np).....	71
Figura 7.10	Rendimiento frente a PP_{HP} y AP_{HP}	72



Figura 7.11	Rendimiento frente a PP_{LP}	72
Figura 7.12	AP_{HP} frente a título de vapor a la salida de la turbina.....	73
Figura 7.13	Presión frente a rendimiento y título de vapor.....	73
Figura 8.1	Diagrama del ciclo (2np+rec).....	74
Figura 8.2	Diagrama T-s (2np+rec).....	75
Figura 8.3	Diagrama Q-T (2np+rec).....	76
Figura 8.4	Eficiencia térmica como objetivo (2np+rec).....	77
Figura 8.5	Costes como objetivo (2np+rec).....	77
Figura 8.6	Frontera de Pareto, rendimiento vs costes (2np+rec).....	78
Figura 8.7	SC_{LP} frente a rendimiento.....	80
Figura 9.1	Diagrama del ciclo (3np+rec).....	81
Figura 9.2	Diagrama T-s (3np+rec).....	82
Figura 9.3	Diagrama Q-T (3np+rec).....	83
Figura 9.4	Eficiencia térmica como objetivo (3np+rec).....	84
Figura 9.5	Costes como objetivo (3np+rec).....	85
Figura 9.6	Frontera de Pareto, rendimiento vs costes (3np+rec).....	85
Figura 9.7	P_{IP} frente a título de vapor.....	87
Figura 9.8	P_{LP} frente a título de vapor.....	87
Figura 10.1	Distribución de la energía en los HRSG.....	89
Figura 10.2	Área de intercambio de calor del HRSG óptimo.....	91
Figura 13.1	Herramienta de Matlab correspondiente a los algoritmos genéticos.....	97



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1 Propiedades termodinámicas.....	21
Tabla 6.1 Datos de la turbina de gas.....	52
Tabla 6.2 Límites de las variables (1np).....	53
Tabla 6.3 Resultados optimización (1np).....	61
Tabla 7.1 Límites de las variables (2np).....	66
Tabla 7.2 Resultados optimización (2np).....	71
Tabla 8.1 Límites de las variables (2np+rec).....	75
Tabla 8.2 Resultados optimización (2np+rec).....	79
Tabla 9.1 Límites de las variables (3np+rec).....	83
Tabla 9.2 Resultados optimización (2np+rec).....	86
Tabla 10.1 Comparativa entre configuraciones.....	89
Tabla 10.2 Diseño óptimo del HRSG.....	91

BLOQUE I

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 INTRODUCCIÓN

Desde que tuvo lugar la Revolución Industrial, la sociedad ha experimentado un crecimiento y desarrollo sin precedentes gracias a la utilización indiscriminada de combustibles fósiles como el carbón o el petróleo, capaces de proporcionar la energía necesaria para tal progreso.

Sin embargo, hoy se tiene constancia de que las reservas de estos combustibles están próximas a agotarse, hecho que amenaza el avance de un mundo que demanda cada vez más energía. A este problema se le suman los graves efectos del efecto invernadero, agravado por las emisiones principalmente de NO_x , SO_2 y CO_2 , alcanzándose unos niveles de concentración de este último gas nunca antes vistos.

Ante este panorama, los gobiernos han tomado medidas para atenuar estos problemas y han apostado por el desarrollo de las energías renovables, las cuales no contaminan el entorno y no son dependientes de las fuentes usadas tradicionalmente. No obstante, debido a su variabilidad, es necesario disponer de otra forma de producción de energía que garantice el suministro.

Es aquí donde cobra importancia la tecnología de ciclo combinado, la cual, gracias a sus características de alta flexibilidad y eficiencia y bajas emisiones, parece ser una alternativa válida, capaz de cubrir y satisfacer esta creciente demanda con el menor impacto medioambiental posible.

Por ello, resulta de gran interés el estudio y la mejora de los distintos elementos que componen las centrales de ciclo combinado, en especial la caldera recuperadora HRSG, siendo ésta la parte clave de esta tecnología.

1.2 OBJETIVOS

Este Trabajo Fin de Grado persigue los siguientes objetivos:

- Entender la importancia que tiene el ciclo combinado, y una vez comprendida la importancia de esta forma de producir la energía, entender en qué consiste su elemento principal y objeto de nuestro estudio, el HRSG.
- Explicar claramente en qué consiste la técnica de optimización que se empleará en el trabajo, el algoritmo genético.
- Llevar a cabo la optimización del HRSG empleando esta técnica, intentando obtener el máximo beneficio económico.
- Mostrar los resultados del óptimo, analizándolos exhaustivamente para demostrar que nuestra técnica heurística ha encontrado un máximo lógico.
- Extraer las debidas conclusiones, siempre con una perspectiva del entorno real de la ingeniería y de la economía, para comprender la utilidad y las enseñanzas verdaderas del trabajo.

1.3 PLANIFICACIÓN

Para lograr los objetivos establecidos, se ha planificado el trabajo dividiéndolo en 3 grandes bloques, que a su vez están divididos en diferentes capítulos.

Actualmente nos encontramos en el bloque I, se trata básicamente de un bloque de introducción al trabajo, en el que, en el primer capítulo del mismo, tal y como se puede observar, se realiza una introducción general de todos los aspectos del proyecto. En el segundo se plantea el problema energético actual a grandes rasgos, para posteriormente situar al ciclo combinado como un potencial candidato, gracias a sus ventajas, para solventar parte de estos problemas, de este modo comprenderemos más a fondo las causas que motivan la realización de trabajos de este tipo.

Acto seguido se aborda el gran segundo bloque del trabajo, que principalmente está dedicado a explicar los conceptos básicos del proyecto. Por lo tanto el capítulo 3 y

primero de este bloque, está destinado a explicar detalladamente qué es y cómo funciona un algoritmo genético.

A continuación, el capítulo 4, se encarga de exponer todos los conceptos termodinámicos útiles para el proyecto, ya que muchos de estos conceptos serán la base de las ecuaciones que se podrán observar en las funciones de Matlab, empleadas para resolver los ciclos.

El tercer y último capítulo de este bloque, el capítulo 5, explica detalladamente qué es un HRSG y su mecánica de funcionamiento, este capítulo es necesario puesto que nuestro trabajo trata de optimizar este elemento del ciclo combinado.

Tras haber explicado todos los conceptos relevantes previos a la resolución propia de nuestro problema, se procede a la construcción del tercer bloque del proyecto, este es el bloque más interesante, puesto que es en el que se realiza el trabajo de optimización en sí.

En los primeros capítulos de este bloque, capítulos 6, 7, 8 y 9, se procede de la misma forma en las 4 configuraciones distintas que hemos tenido en consideración del proyecto. En la primera parte de cada capítulo, se explica detalladamente en que consiste la configuración correspondiente, para posteriormente formular el problema, realizar la optimización mediante los algoritmos genéticos y analizar los resultados obtenidos, puesto que nos debemos asegurar que el algoritmo genético ha actuado de forma correcta. Cabe destacar que los primeros capítulos de este apartado son más densos, ya que muchos razonamientos e hipótesis se repiten de unos a otros.

En el capítulo 10 se recopila toda la información procedente de las configuraciones por separado y se analizan en su conjunto para elegir nuestro modelo óptimo de HRSG en nuestra instalación particular.

Por último, para terminar con este bloque y con el trabajo, en el capítulo 11 se extraen las debidas conclusiones del trabajo.

1.4 MEDIOS EMPLEADOS

Para llevar a cabo este trabajo, se han utilizado los siguientes programas informáticos:

- Matlab R2015a. Gracias a este software se han programado las distintas funciones que posteriormente se introducen en la herramienta de optimización, también disponible en el propio programa. Además gracias al código suministrado en este lenguaje (29), podemos obtener fácilmente las propiedades del agua necesarias.
- Microsoft Visio. Este programa se ha utilizado para la elaboración de distintos diagramas de proceso.
- Microsoft Excel. Empleado para la construcción de distintas gráficas.
- Paint. Este programa se emplea con el objetivo de dibujar los distintos diagramas T-s y Q-T de las distintas configuraciones.
- Microsoft Word. Utilizado para elaborar la memoria.

2. ESTADO DEL ARTE

El progreso de los distintos países y sociedades está ligado al crecimiento energético. Así pues, el desarrollo económico de un Estado tiene asociado un mayor consumo de energía, algo lógico porque la construcción de nuevos edificios e infraestructuras, el aumento de la producción de bienes e incluso el crecimiento demográfico, hacen inevitable la necesidad de una mayor cantidad de energía.

A pesar de la crisis económica que afectó a Estados Unidos y Europa en los últimos años, la tendencia mundial es de crecimiento, en torno a un +3.7% del PIB anual (1), por lo que resulta imprescindible la búsqueda de alternativas eficaces para satisfacer toda la demanda energética

Hasta finales del siglo XVII, cuando tuvo lugar la Revolución Industrial, la principal forma de energía empleada era la fuerza de los hombres y de los animales y el calor obtenido al quemar madera. A partir de entonces, se empezó a usar masivamente el

carbón, que fue la principal fuente de energía hasta el siglo XX, cuando se impone el petróleo. Durante mucho tiempo se han empleado los combustibles fósiles sin prestar atención a los contaminantes que se generan por su uso, sin embargo, afortunadamente este hecho ha cambiado, y actualmente se tiene consciencia de los graves efectos sobre el medioambiente que tiene la emisión de los gases derivados de la combustión de las fuentes fósiles. Así pues, existe una gran preocupación por los niveles de CO_2 que se están alcanzando en la atmósfera, superando en Mayo de 2013 las 400 ppm, valor que cada año se va incrementando.

2.1 EFECTO INVERNADERO Y CAMBIO CLIMÁTICO

El dióxido de carbono (CO_2), junto con otros gases como el metano (CH_4), N_2O , ozono (O_3) y los CFC's, son responsables del efecto invernadero, que provoca un aumento de la temperatura media del planeta. Existen diversas investigaciones que relacionan este incremento de la temperatura con el cambio climático y sus repercusiones, tales como el aumento del nivel del mar (entre 15 y 20 cm en el último siglo), la disminución de la superficie de hielo en el océano Ártico y la frecuencia e intensidad con la que aparecen olas de calor.

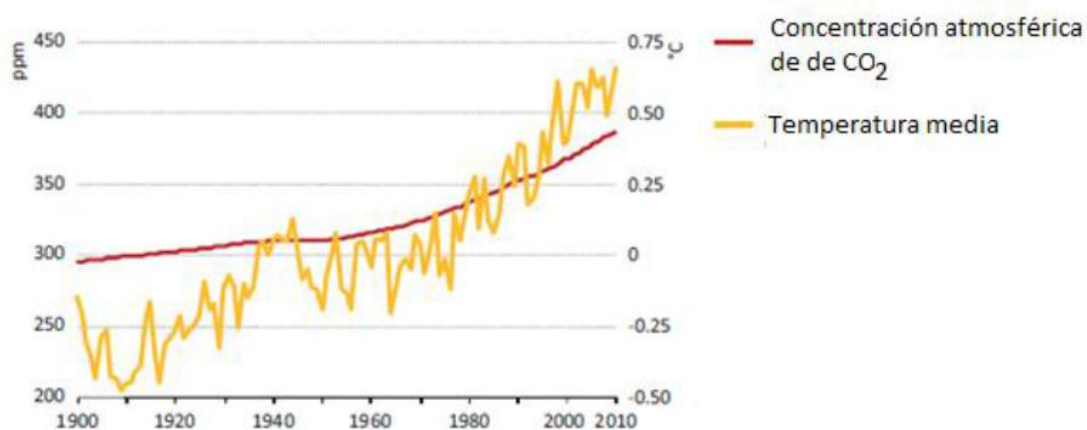


Figura 2.1 Evolución de la concentración atmosférica de CO_2 y de la temperatura media mundial (1)

Con el fin de evitar o atenuar el cambio climático, uno de los principales objetivos es reducir las emisiones de CO_2 y mantener su concentración por debajo de las 450 ppm para así evitar un incremento de la temperatura media de 2°C con respecto a la correspondiente al periodo pre-industrial (2). Para lograr esta meta, los gobiernos están apostando por una mejora de la eficiencia energética y por el desarrollo de las energías renovables.

2.2 ENERGÍAS RENOVABLES

Por otro lado, el desarrollo que están experimentando las energías renovables durante los últimos años está también motivado por el objetivo de reducir las emisiones, y además, se presentan como la alternativa con más proyección de futuro, ya que los combustibles fósiles están próximos a agotarse y será necesario el uso de otras fuentes para satisfacer la demanda energética. En 2010 los combustibles fósiles supusieron un 84% del consumo global, constituyendo los combustible líquidos un 34% (principalmente petróleo e incluyendo el biofuel) , el carbón un 28% y el gas natural un 22%; mientras que las energías renovables representan un 11% (excluyendo el biofuel). Se prevé que en 2040, las renovables supongan un 15% del consumo de energía total, lo que pone de manifiesto que se están apostando por este tipo de tecnologías, aunque todavía es necesario seguir invirtiendo en ellas y fomentar su uso para alcanzar los objetivos de reducción de emisiones.

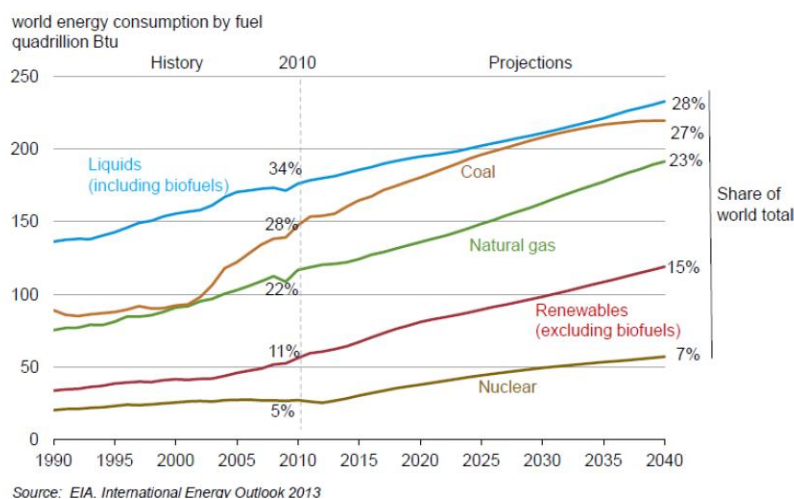


Figura 2.2 Expectativas de consumo de las distintas fuentes de energía (1).

Un inconveniente que tienen las energías renovables es su variabilidad, ya que dependen en gran medida de las condiciones ambientales, que el hombre no puede controlar, como la fuerza con la que sopla el viento en los parques eólicos o la cantidad de días nublados a lo largo del año que penalizan gravemente la radiación solar que reciben los colectores. Por este motivo, es necesario disponer de una generación de respaldo mediante otras tecnologías, como por ejemplo la de ciclo combinado.

2.3 EVOLUCIÓN HISTÓRICA DEL CICLO COMBINADO

La idea de combinar un ciclo que opera a altas temperaturas con otro de temperaturas de trabajo más baja surgió hace casi un siglo. Emmet, en 1925, introdujo la idea de obtener trabajo con la combinación de dos ciclos de Rankine, uno cuyo fluido de trabajo era mercurio y el otro cuyo fluido era agua. Sin embargo, fue el desarrollo de las turbinas de gas y su acoplamiento al ciclo Rankine agua-vapor lo que permitió el desarrollo de los ciclos combinados actuales.

Las primeras plantas de ciclo combinado fueron construidas en Estados Unidos, a mediados de los sesenta. En estos ciclos se empleaba el calor residual del ciclo Brayton para precalentar el aire que entraba a la caldera del ciclo Rankine, que solía funcionar con carbón. Esto causó una mejora en el rendimiento del orden del 5%. (3)

Durante los años 70 las turbinas de gas siguieron desarrollándose, aumentando su potencia y la temperatura máxima alcanzable. De este modo los gases de escape del ciclo Brayton ya tenían la suficiente energía como para producir el vapor en el ciclo Rankine.

En la década de los 80 la progresión de las turbinas de gas sigue manteniéndose ascendente, así pues, se sigue mejorando el ciclo combinado, cuyas plantas comprendían ya rendimientos en el rango del 40%-50% y alcanzando potencias netas de hasta 600 MW.

En los años 90 aparecen nuevas turbinas, conocidas como “Generación F”, con materiales que soportan temperaturas más altas, alcanzando así las centrales de este tipo rendimientos en torno al 55%, por último en los últimos años se ha roto la barrera del 60%, con turbinas de gas de eficiencia alta, conocidas como “Generación H”.

Actualmente, la liberación del mercado eléctrico, ha causado la desviación a sistemas con menores costes de inversión, para aumentar la competitividad entre empresas. El otro gran factor causante de este cambio ha sido la preocupación existente por el cambio climático y por el concepto de desarrollo sostenible.

Por lo tanto en la mayoría de países desarrollados se ha producido un auge de la generación de energía eléctrica mediante fuentes de energía renovables. Por otro lado, también se refuerza la implantación de alternativas que emplean combustibles fósiles, pero que sin embargo, poseen un gran rendimiento y unos bajos niveles de emisión de CO₂ y gases contaminantes.

En este marco de eficiencia energética y bajos niveles de emisión es donde encaja el ciclo combinado, cubriendo así una parte sustancial de la cada vez mayor demanda eléctrica.

En España, la primera central de ciclo combinado fue la de San Roque, situada en Cádiz, inaugurada en el año 2002. Desde entonces esta tecnología ha ido cobrando más importancia.

A continuación se muestran los datos extraídos de la página de Red Eléctrica en España que indican la potencia instalada y la cobertura de la demanda según energías.

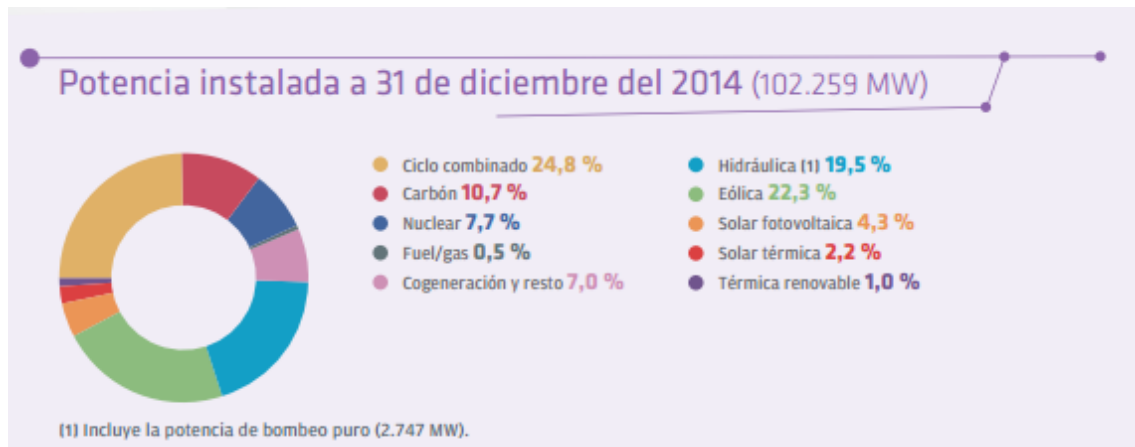


Figura 2.3 Potencia instalada en España (4)

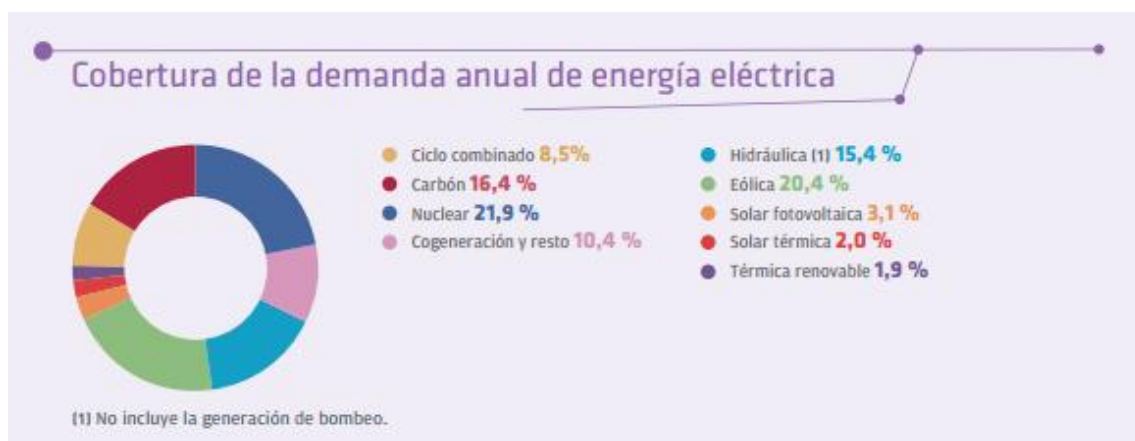


Figura 2.4 Cobertura de la demanda eléctrica en España (4)

2.4 VENTAJAS DEL CICLO COMBINADO

El ciclo combinado se considera un sistema de cogeneración. Tanto en el ciclo Brayton como en el ciclo Rankine se produce energía mecánica que es aprovechada por un alternador para producir la corriente eléctrica, en el ciclo Brayton para accionar la turbina se emplea una cámara de combustión, sin embargo, en el ciclo Rankine se aprovecha el calor residual de la turbina de gas para accionar su turbina. Por lo tanto

en el ciclo combinado se obtiene energía eléctrica y calor útil, lo que es conocido como cogeneración.

La principal ventaja del ciclo combinado frente a las centrales convencionales es su rendimiento, que puede situarse en torno al 59%, frente a los 35% que mencionamos cuando tratamos las centrales del ciclo Rankine. Debido a este motivo, muchas centrales antiguas se están modernizando, incluyendo turbinas de gas de alta tecnología y calderas recuperadoras de gases, reconvirtiendo así la central convencional en una de ciclo combinado, este proceso se reconoce como “repowering”.

Otra de las ventajas que presenta el ciclo combinado es su bajo coste de inversión.

Además, para construir una central de ciclo combinado se necesita mucho menos tiempo que para construir una convencional o una nuclear. Estos tiempos de construcción se sitúan en torno a los 2, 3.5 y 5 años respectivamente. Esta reducción del tiempo de construcción se debe al diseño estandarizado de sus componentes y su fabricación en módulos, que facilitan el transporte y permiten una instalación fácil en poco tiempo.

Debido a esta concepción modular, el ciclo combinado puede adaptarse fácilmente a las condiciones locales y a las exigencias específicas del cliente, por lo que el ciclo combinado se adapta bien al espacio, estética y condiciones climáticas requeridas.

Otra gran ventaja del ciclo combinado es su flexibilidad en la operación, ya que posee una corta duración desde que se arranca el ciclo hasta que se alcanza la plena carga. Esto posibilita la opción de realizar varias paradas y arranques diarios, hecho que se mostraba imposible en las centrales térmicas convencionales, con lo cual, esta ventaja constituye otro factor fundamental para que el ciclo combinado sea el respaldo ideal a las energías renovables.

Otro aspecto positivo del ciclo combinado es su flexibilidad en cuanto a términos de combustible, puede emplear casi todos los combustibles líquidos y gaseosos, entre los que se puede destacar el gas natural o el diésel. También cabe destacar que gracias al proceso de gasificación (oxidación parcial del carbón) se consigue emplear el carbón como combustible, cumpliendo las normativas vigentes medioambientales. Sin embargo, el rendimiento de este tipo de centrales de ciclo combinado con gasificación integrada posee rendimientos menores, en torno a un 47%-48%. Mientras que es posible alcanzar casi un 60% con esa tecnología, por lo tanto, en ciclo combinado se suele emplear gas natural como combustible para así conseguir unos rendimientos cercanos a estos valores.

A continuación se mostrará una serie de gráficas de la cantidad de contaminantes emitida en función de si nuestra central es convencional o de ciclo combinado, así como del tipo de combustible que empleamos.

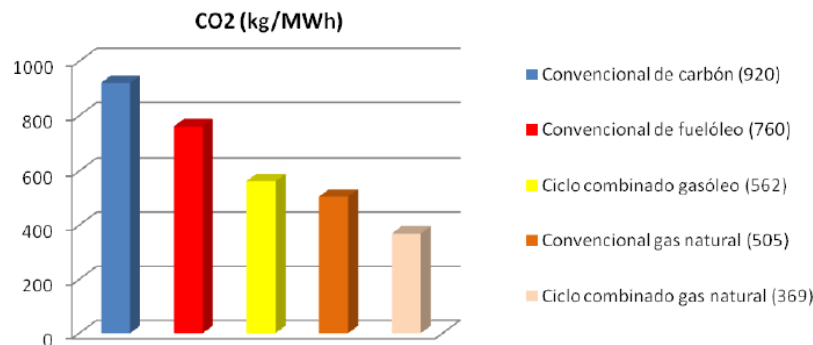


Figura 2.5 Emisiones de CO₂ (5)

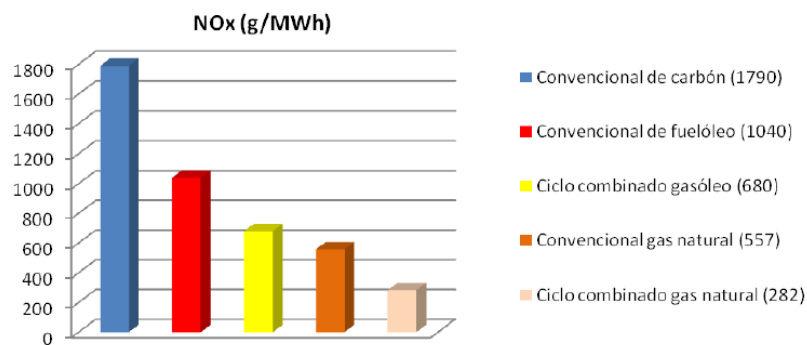


Figura 2.6 Emisiones de NO_x (5)

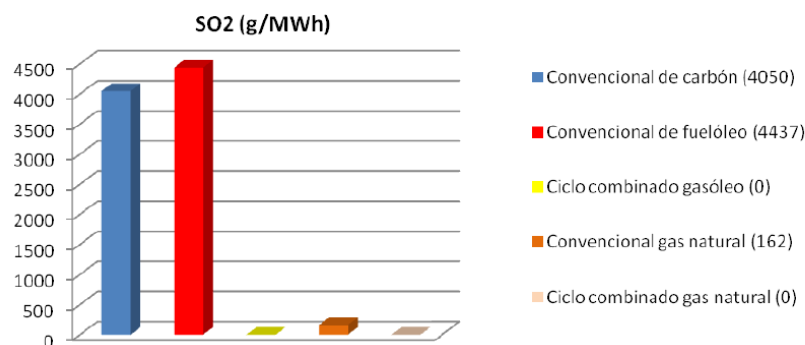
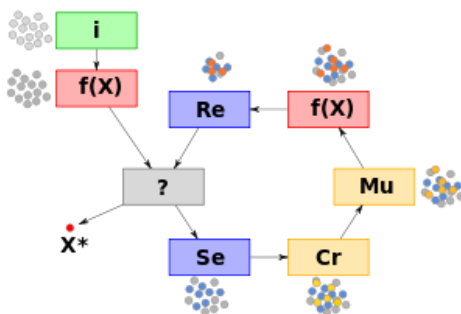
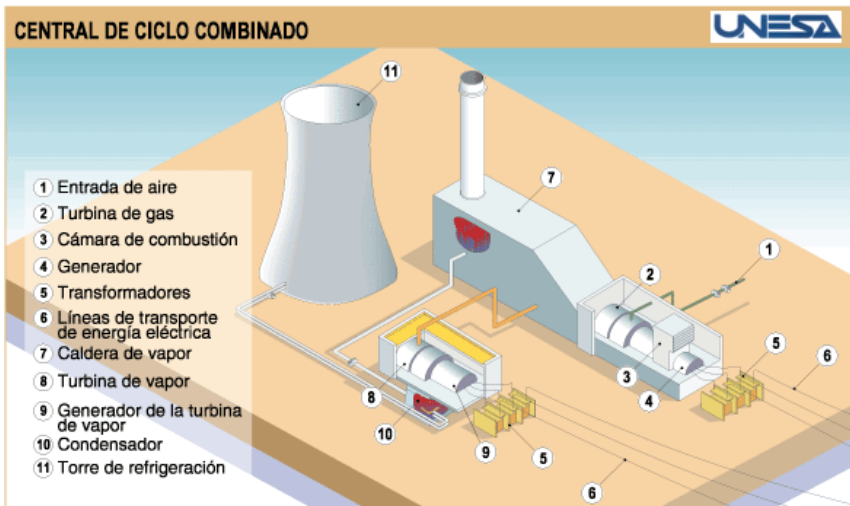


Figura 2.7 Emisiones de SO₂ (5)

Como hemos podido analizar a lo largo de este apartado, el ciclo combinado posee multitud de ventajas, destacando las que mencionamos al principio del apartado, que son las del objetivo del marco energético actual, eficiencia térmica y emisión de contaminantes, tal y como hemos podido observar en las últimas gráficas. Con lo cual queda justificada la importancia de desarrollar el ciclo combinado, así como también las ventajas de emplear gas natural como combustible, que aporta un gran rendimiento al ciclo así como una reducción de contaminantes respecto al carbón.

BLOQUE II

CONCEPTOS BÁSICOS DEL PROYECTO



3. ALGORITMOS GENÉTICOS

3.1 INTRODUCCIÓN

3.1.1 DEFINICIÓN

Los Algoritmos Genéticos son métodos adaptativos, empleados en mecanismos de búsqueda y optimización de parámetros, están basados en las leyes de la selección natural y de la genética. El pionero de esta técnica es John Holland, que creó algoritmos de optimización imitando los principios de la naturaleza. Es decir, favoreciendo la supervivencia del individuo más apto y transmitiendo la información genética de este individuo a las generaciones venideras. Generándose de esta forma, una población más adecuada a su entorno en cada generación.

Merece la pena mencionar que esta idea fue abstraída de la naturaleza por Charles Darwin, sin embargo, no explicaba el modo en el que esta información se transmitía de unas generaciones a otras. Fue años más tarde gracias a Mendel por lo que conocemos que la herencia se produce a través del código genético presente en las células reproductivas.

Los algoritmos genéticos se emplean en diferentes campos, entre ellos el importante en nuestro caso, es decir, el referente a la ingeniería. Podemos mencionar algunos ejemplos de aplicaciones como el diseño automatizado, en el diseño de sistemas de comercio en el sector financiero, optimización de carga de contenedores, predicción, planificación, optimización de producción y distribución de energía eléctrica...

Los algoritmos genéticos son una técnica heurística, es decir, no aseguran el óptimo como otras técnicas matemáticas de optimización, sin embargo, se trata de una técnica mucho más fácil de aplicar y que además no requiere conocimientos previos de la materia.

Con lo cual, la clave para que un algoritmo genético funcione correctamente en un problema complejo es emplear un lenguaje correcto, es decir, que tenga la capacidad de tolerar cambios aleatorios, que no produzcan resultados sin sentido.

Por otro lado es muy importante elegir correctamente distintos parámetros que explicaremos posteriormente, como el tamaño de la población, el número de

generaciones, etc. De este modo evitaremos problemas relacionados con la falta de convergencia del algoritmo o con la convergencia prematura.

3.1.2 TERMINOLOGÍA BÁSICA

- Función Fitness, también conocida como función objetivo. Es la función que queremos optimizar. Un ejemplo para mayor claridad sería:

$$f(x) = x_1 + 2x_2^2 - 4(x_3 - 2)$$

Siendo x un vector de 3 componentes, además en un problema real habría que añadir las restricciones.

- Individuos. Los individuos son cualquier vector que se puede introducir en la función Fitness. Siguiendo con el ejemplo anterior, un ejemplo de individuo sería $x=(2,3,-4)$.
- Población y generaciones. Las poblaciones son los conjuntos de individuos, y a su vez en cada generación tenemos una población distinta. Es decir, si en nuestro ejemplo tuviéramos una población de 100 individuos, esto en términos matemáticos, se traduciría en una matriz 100×3 . Cabe destacar que en una población puede haber dos individuos iguales.

Por otro lado, la generación corresponde a la población en esa iteración, es decir, una vez que tenemos la población inicial (generación cero), aplicaremos los criterios del algoritmo que posteriormente explicaremos, obteniendo la generación siguiente, y así sucesivamente.

- Diversidad. Con diversidad nos referimos al esparcimiento del valor de la función fitness de los distintos individuos de la población. Un ejemplo gráfico de diversidad sería el siguiente:

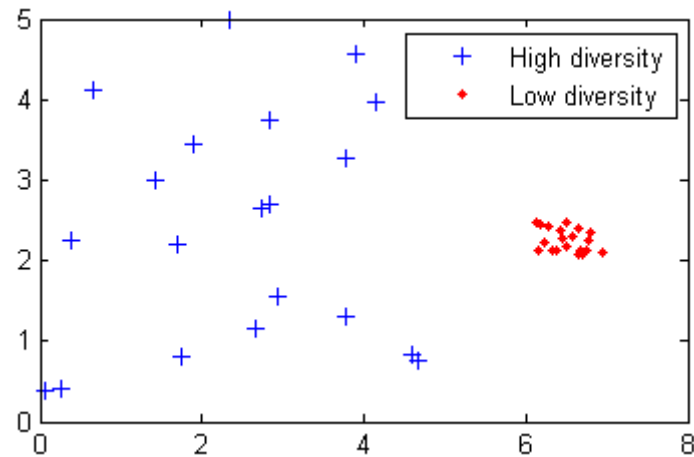


Figura 3.1 Diversidad en la población. (7)

- Valor Fitness. Es el valor de la función Fitness para cada individuo.
- Padres e hijos. El algoritmo selecciona unos individuos de la población actual (padres), para posteriormente usarlos y que den lugar a los individuos de la siguiente generación (hijos).

3.2 EL ALGORITMO

En este punto explicaré de qué manera funciona el algoritmo genético paso a paso. Para ello he dibujado el siguiente diagrama de flujo, sobre la información visible en él se llevará a cabo el desarrollo de este punto, explicando cada etapa del algoritmo.

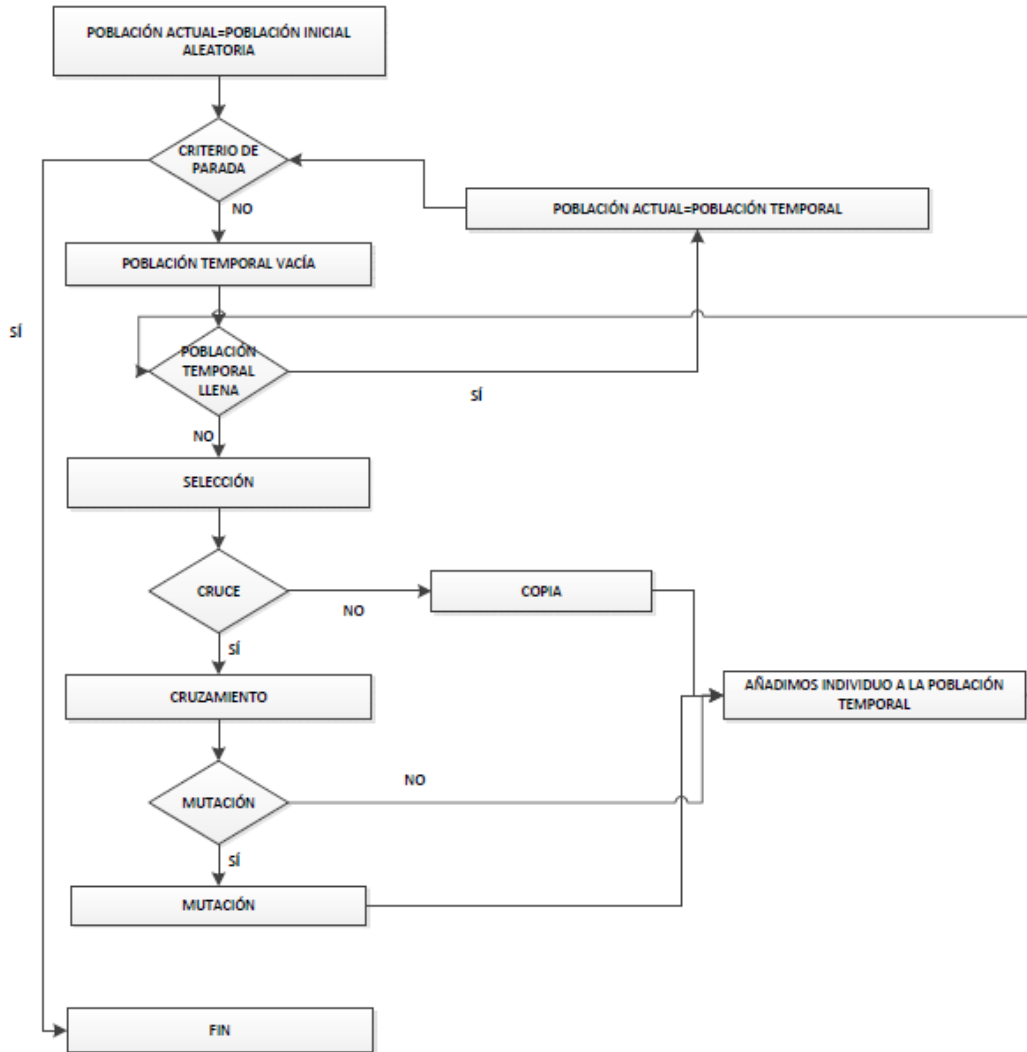


Figura 3.2 Diagrama de flujo del AG

3.2.1 POBLACIÓN INICIAL

El algoritmo genético comienza creando una población inicial aleatoria, elegir correctamente la forma de construir la población inicial es importante, puesto que, dependiendo de los diferentes valores de esta población podemos tener problemas o no a la hora de obtener la solución final.

Es importante al crear nuestro algoritmo genético ser cuidadosos a la hora de elegir el tamaño de la población, este parámetro debe estar íntimamente ligado al número de variables que posea el problema.

También es interesante no dejar que toda la población inicial se cree de forma aleatoria, es decir, podemos establecer nosotros el valor de algunos individuos, o bien fijar unos márgenes entre los que se deben encontrar la población inicial.

Por ejemplo Matlab tiene unos valores por defecto, en el que si no existen restricciones que lo impidan, introduce el rango inicial de las variables de la población entre 0 y 1, que traducido para una población de 20 individuos toma la siguiente apariencia.

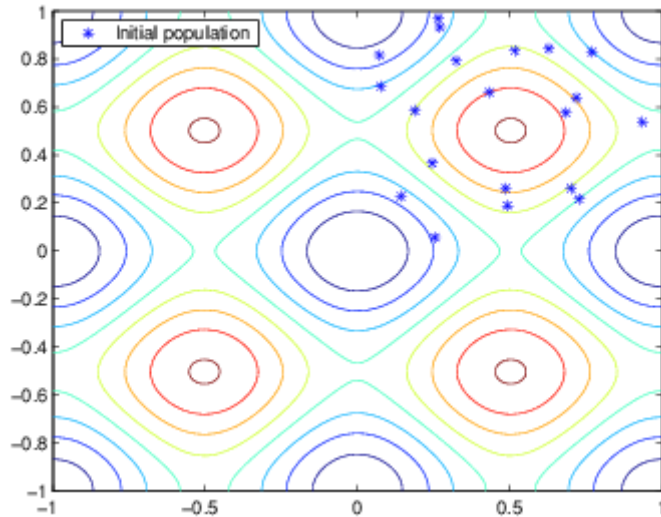


Figura 3.3 Ejemplo de valores de población inicial. (8)

3.2.2 CODIFICACIÓN

La información genética de todos los individuos está dividida en cromosomas, por ejemplo el individuo $x=(1,2,1)$, tiene una información genética formada por tres cromosomas: 1,2 y 1.

Sin embargo, para realizar las operaciones de cruzamiento, mutación, etc. Se debe codificar estos cromosomas para facilitar esta recombinación. Lo más habitual es pasar la información de código decimal a código binario.

3.2.3 CRITERIO FINAL DEL ALGORITMO

Como en todo algoritmo se necesita un criterio para poner fin al bucle WHILE principal, esta causa de parada puede ser que la solución haya convergido, que hayamos alcanzado el límite de la función, el límite de generaciones, el tiempo de trabajo, etc.

3.2.4 SELECCIÓN

El algoritmo genético decidirá qué individuos tendrán la posibilidad de reproducirse y cuáles no. Lo más normal es optar por una opción que se sitúe en el equilibrio entre lo determinista que provocaría una convergencia prematura y lo estocástico, en cuyo caso al tratarse de un método totalmente aleatorio, no conseguiríamos los resultados deseados.

Entre los métodos de selección se pueden destacar los dos más famosos:

- Selección por ruleta. Este método de selección sigue un mecanismo basado en el propio de la ruleta típica de juegos de azar, pero a diferencia de estas, cada individuo ocupa una parte de la ruleta proporcional a su valor. Por ejemplo, en una población de dos individuos en el que uno tuviera un valor de 2 y el otro un valor de 1, el individuo con valor 2 ocuparía un 67% de la ruleta, mientras que el otro individuo ocuparía el 33%. Así pues tras distribuirse los espacios de la ruleta, se saca aleatoriamente un número del 0 al 1, que corresponderá al individuo situado en ese puesto. Cabe destacar que los individuos se suelen ordenar por su valor, de este modo, la primera parte de la ruleta suele estar formada por los mejores individuos.
- Selección por torneo. Como su nombre indica consiste en elegir una serie de individuos al azar, y de entre ellos, escoger como padre al que posea el mejor valor. El número de individuos que participan es un número a escoger por el programador, pero obviamente requiere un valor mínimo de dos.

3.2.5 CRUCE

Como podemos observar en el diagrama del algoritmo genético uno de los caminos que se pueden seguir para formar la siguiente generación, a partir de los padres seleccionados, es el cruzamiento.

El cruzamiento se basa en una imitación de la reproducción sexual de la naturaleza, en este proceso se produce una recombinación genética de los progenitores. En el algoritmo genético se realiza del mismo modo, el hijo adquiere parte genética de ambos progenitores. Existen diferentes tipos de cruzamiento, entre los cuales destacamos:

- Cruce de 1 punto. Es la forma más sencilla de cruzamiento, en este método se parte la información genética de los dos padres en 2 partes, en un punto aleatorio, dividiendo la información genética en cabeza y cola. Así un hijo recibe la cola de un padre y la cabeza del otro, mientras que el otro hijo lo recibe al revés. En la siguiente imagen se puede observar un ejemplo para mayor claridad.

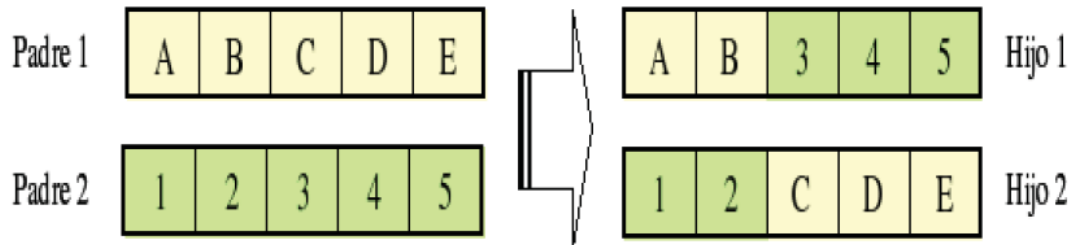


Figura 3.4 Cruce de 1 punto (6)

- Cruce de 2 puntos. Análogo al cruce de 1 punto, sin embargo en este caso se realizan dos cortes y se combina la parte central de un padre con las laterales del otro.

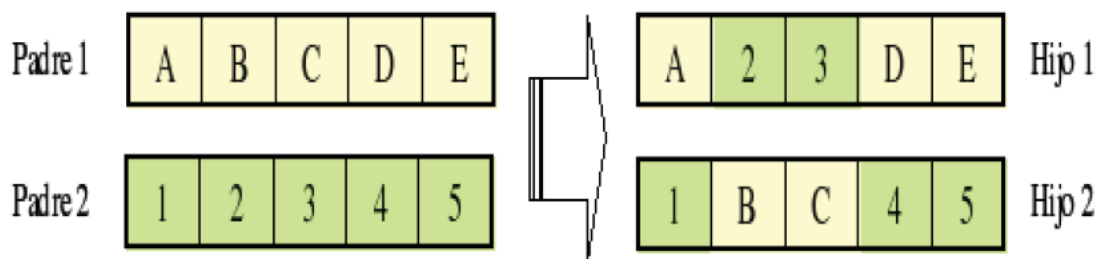


Figura 3.5 Cruce de 2 puntos (6)

- Cruce uniforme. Al contrario de los otros dos procesos, en esta técnica todos los genes de los padres tienen la misma probabilidad de transmitirse a los hijos. Para llevar a cabo este proceso se crea una máscara binaria, con el mismo número de componentes que la información genética, así en cada gen según encontremos un 1 o un 0 en la máscara binaria, se transmitirá el gen de uno u otro padre. Para la creación del segundo hijo se intercambian los papeles de los padres o la interpretación de los unos y de los ceros.

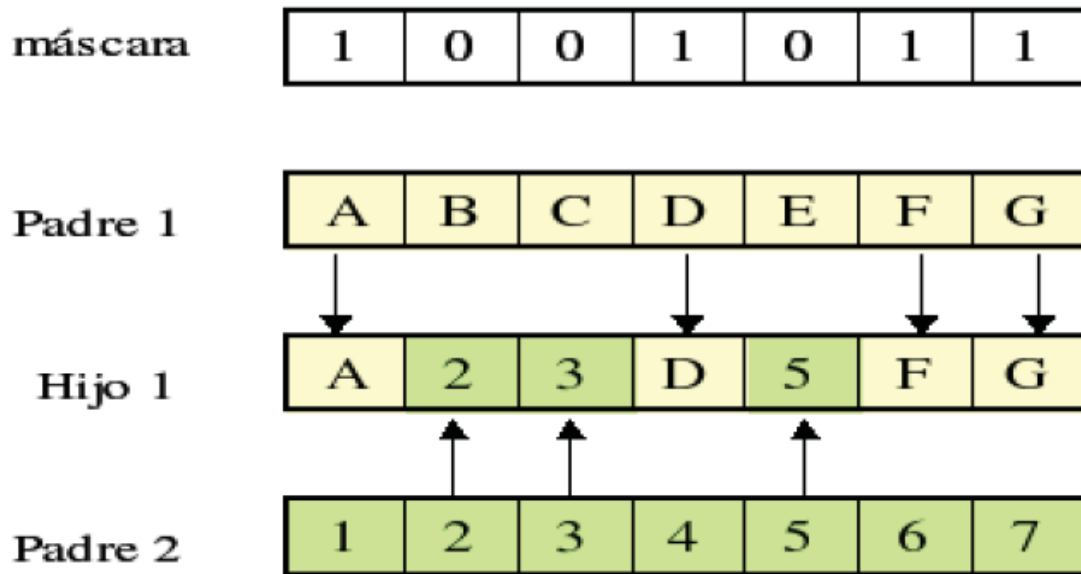


Figura 3.6 Cruce uniforme (6)

3.2.6 COPIA

Otra opción además del cruzamiento es la de conservar los padres con los mejores valores Fitness en las siguientes generaciones, es decir, imitar una reproducción asexual. Sin embargo, no es conveniente abusar de este método, ya que provocaríamos una convergencia prematura, así como una falta de búsqueda. El porcentaje de individuos que no se someten al cruzamiento también es un parámetro a elegir por el programador.

3.2.7 MUTACIÓN

Este proceso consiste en alterar la información genética del individuo de manera aleatoria para transmitirla a la siguiente generación. Esta forma de generar un nuevo individuo se realiza para asegurarse que ningún punto del espacio queda excluido de la búsqueda. En algunos casos se combina con el cruzamiento. También debe elegirse que porcentaje de individuos sufrirán la mutación.

3.2.8 OPTIMIZACIÓN MULTIOBJETIVO

En este punto, en el cual hemos explicado la técnica heurística de optimización conocida como algoritmos genéticos, merece la pena mencionar en qué consiste la optimización multiobjetivo.

En la mayoría de los casos existen dos objetivos simultáneos a la hora de realizar una optimización, sin embargo, este conflicto se suele resolver estableciendo la optimización sobre solo uno de los objetivos y estableciendo a su vez restricciones que impiden que el otro objetivo alcance valores irreales.

Existe un concepto, el cual se mostrará posteriormente en el proyecto, conocido como eficiencia de Pareto. Esta idea deriva básicamente de la economía y consiste principalmente en que los dos individuos se ponen de acuerdo en mejorar simultáneamente hasta alcanzar un punto en el cual si uno mejora, se produce una situación de empeoramiento en el otro. Así pues, llamamos frontera de Pareto al conjunto de puntos en los cuales nos encontramos en la situación límite de que si queremos mejorar la característica de un individuo, lo conseguiríamos empeorando otra característica.

Se incluye esta breve explicación porque durante el proceso de optimización y análisis de resultados, se incluirá alguna gráfica de Pareto, mostrando cómo evolucionan los costes anuales de nuestra central frente a la eficiencia térmica. Por lo tanto, en algunos puntos del trabajo incluiremos lo que se conoce en Matlab como optimización multiobjetivo con algoritmos genéticos.

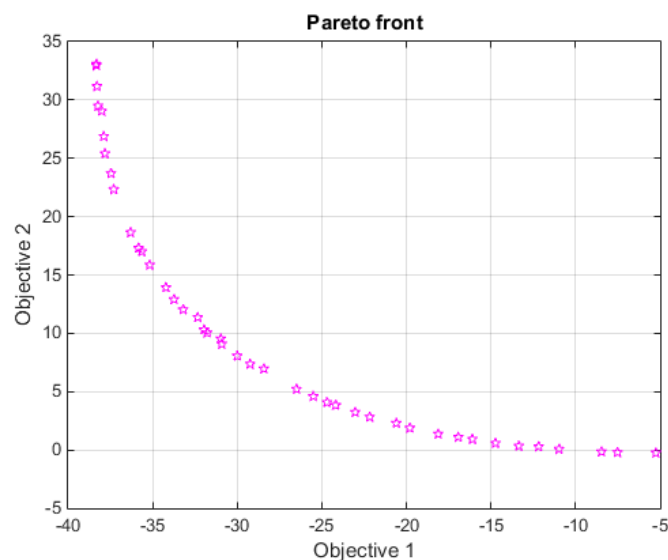


Figura 3.7 Ejemplo de frontera de Pareto en Matlab (12)

4. FUNDAMENTOS TERMODINÁMICOS

4.1 INTRODUCCIÓN

En este apartado del proyecto se abordarán los conceptos de la termodinámica básica, necesarios para comprender la modelización de nuestro ciclo, así como las variables de nuestro problema. Por ello, se explicará los distintos ciclos de potencia que aparecen en el ciclo combinado, además del propio ciclo combinado. Pero antes de esto, se deben aclarar los siguientes conceptos, ya que aparecerán constantemente en el proyecto.

4.1.1 PROPIEDADES TERMODINÁMICAS Y CRITERIO DE SIGNOS

PROPIEDAD	UNIDADES S.I
T (Temperatura)	K
P (Presión)	Pa
V (Volumen)	m ³
M (Masa)	Kg
E (Energía)	J
U (Energía interna)	J
H (Entalpía)	J
S (Entropía)	J/K

Tabla 4.1 Propiedades termodinámicas

*Temperatura y presión son propiedades intensivas, es decir no dependen de la masa.

*Podemos hablar también de propiedades específicas, es decir por kilogramo.

v (volumen específico) [m³/kg]

u (energía interna específica) [J/kg]

h (entalpía específica) [J/kg]

s (entropía específica) [J/kg]

Título de vapor: $x = \frac{m_{vapor}}{m_{vapor} + m_{líquido}}$

*Criterio de signos

_El trabajo tiene signo positivo si se realiza trabajo sobre el exterior y signo negativo si por el contrario se realiza trabajo sobre el sistema.

_El calor tiene signo positivo si es absorbido por el sistema y negativo si es liberado al exterior.

4.1.2 GICP (Gas Ideal Caloríficamente Perfecto)

$$p \cdot v = Rg \cdot T$$

$$Cp = Cv + Rg$$

$$\gamma = \frac{Cp}{Cv}$$

$$u_2 - u_1 = Cv \cdot (T_2 - T_1)$$

$$h_2 - h_1 = Cp \cdot (T_2 - T_1)$$

$$s_2 - s_1 = Cp \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - Rg \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

$$s_2 - s_1 = Cv \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + Rg \cdot \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right)$$

4.1.3 LICP (Líquido Ideal Caloríficamente Perfecto)

$$\rho = \frac{1}{v} \equiv \text{cte}$$

$$Cv = Cp = C$$

$$u_2 - u_1 = C \cdot (T_2 - T_1)$$

$$h_2 - h_1 = C \cdot (T_2 - T_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho}$$

$$s_2 - s_1 = C \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)$$

4.1.4 Volumen de control

- Balance de energía (Forma instantánea)

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \{\dot{W}_{eje} + \dot{W}_{\Delta V}\} + \sum_s \dot{m}_e \cdot \left(h_e + \frac{1}{2} v_e^2 + g \cdot z_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \cdot \left(h_s + \frac{1}{2} v_s^2 + g \cdot z_s \right)$$

- Balance de entropía (Forma instantánea)

$$\frac{dS}{dt} = \sum_i \frac{\dot{Q}}{T_f} + \sum_e \dot{m}_e \cdot s_e - \sum_s \dot{m}_s \cdot s_s + \dot{\sigma}; \dot{\sigma} \geq 0$$

4.2 CICLOS DE POTENCIA

Con las ecuaciones formuladas en el apartado anterior, nos encontramos en condiciones de explicar qué es un ciclo termodinámico y qué tipos existen en función del fluido de trabajo. En nuestro caso solo tratamos volúmenes de control y no sistemas cerrados, por ello no trataremos en el proyecto los ciclos Otto y Diésel.

Un ciclo termodinámico consiste en una serie de procesos termodinámicos entre los cuales se producen unas transformaciones termodinámicas, pero al final se alcanza el estado inicial.

Durante los procesos termodinámicos el calor neto comunicado al sistema es igual al trabajo neto realizado por el mismo. Este funcionamiento cíclico es la idea de partida de cualquier máquina térmica.

El ciclo con mayor eficacia posible fue desarrollado por el francés Nicolás Carnot, este es un ciclo teórico y reversible, ya que en realidad sería imposible alcanzar esas condiciones de reversibilidad, sin embargo es interesante mencionarlo, ya que nos informa sobre cuál sería la eficiencia máxima de una máquina térmica.

4.2.1 CICLO DE CARNOT

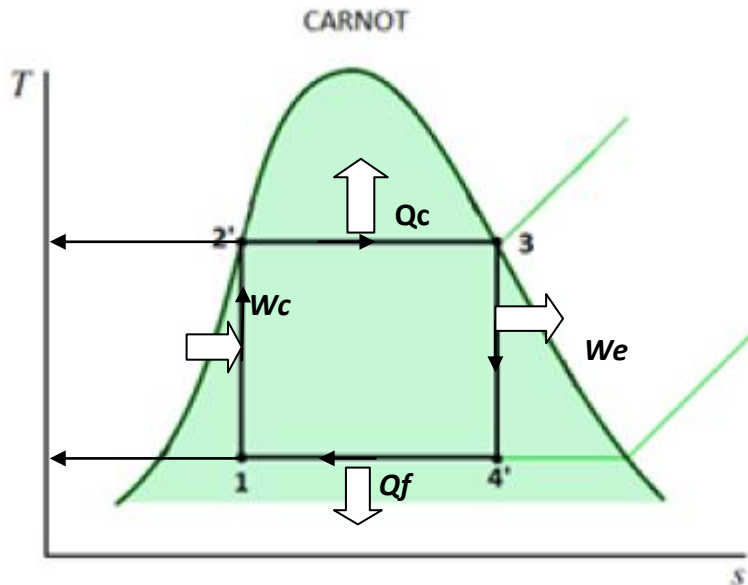


Figura 4.1 Diagrama T-s de un ciclo Carnot

(1-2) Compresión adiabática + reversible $\rightarrow s = \text{cte}$

(2-3) Adición de calor $\rightarrow T = \text{cte}$

(3-4) Expansión ad+rev $\rightarrow s = \text{cte}$

(4-1) Cesión de calor $\rightarrow T = \text{cte}$

Queda así definido los procesos seguidos por el ciclo de mayor eficiencia posible, el ciclo de Carnot. A continuación de muestra la obtención de una expresión del rendimiento en función de las temperaturas del foco frío y caliente.

Balance de entropía

$$0(\text{Reversible}) = \frac{Q_f}{T_f} - \frac{Q_c}{T_c} \rightarrow \frac{Q_f}{Q_c} = \frac{T_f}{T_c}$$

Rendimiento

$$\eta_{carnot} = \frac{W_e - W_c}{Q_c} = \frac{Q_c - Q_f}{Q_c} = 1 - \frac{Q_f}{Q_c} = 1 - \frac{T_f}{T_c}$$

Cómo podemos observar, aumentando la diferencia de temperatura entre los dos focos obtendremos un rendimiento de Carnot mayor.

También podemos destacar que obviamente el rendimiento siempre será menor que la unidad, a pesar de que si fuera posible llevar a cabo este ciclo en la realidad obtendríamos el mayor rendimiento en una máquina térmica con esas temperaturas.

Sin embargo en la realidad no existe la forma de realizarlo, con lo cual a continuación se estudiarán los distintos ciclos de potencia que aparecen en la ingeniería. Según el fluido de trabajo podemos distinguir dos ciclos distintos:

- Ciclo de vapor o Rankine.
- Ciclo Brayton (aire).

4.2.2 CICLO RANKINE

4.2.2.1 CICLO RANKINE BÁSICO

El ciclo Rankine es el ciclo de potencia en el que se basa el funcionamiento de las centrales térmicas con turbinas de vapor y que producen la mayor parte de la energía eléctrica que se consume en el mundo. Utilizan como fluido de trabajo el agua, que cambia de fase en el transcurso del ciclo y se reutiliza constantemente, cerrando así el ciclo.

En la imagen posterior se puede observar el esquema de un ciclo Rankine simple.

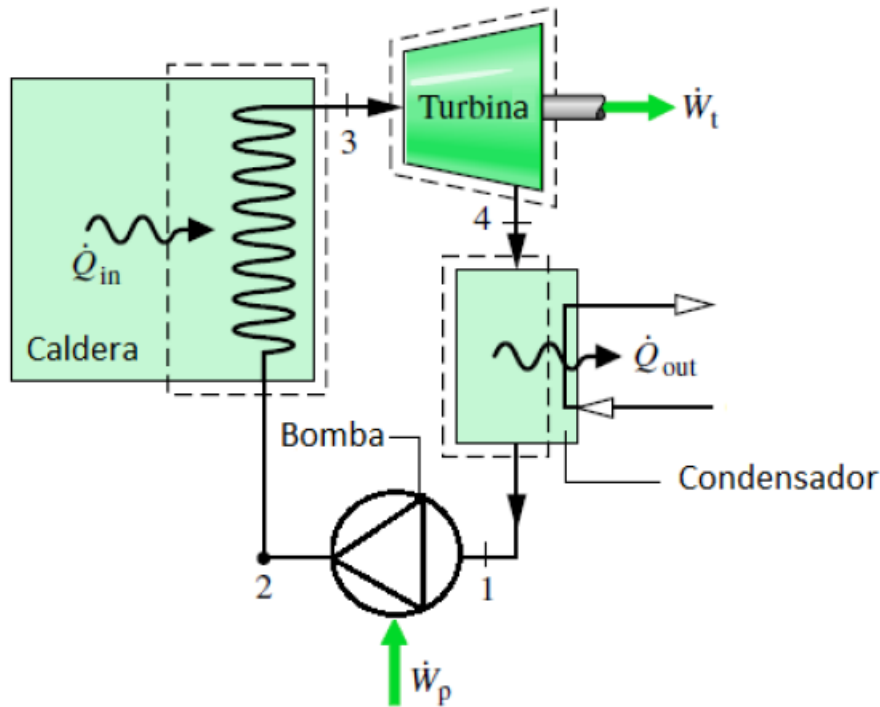


Figura 4.2 Esquema del ciclo Rankine.

Agua en estado líquido (1) atraviesa la bomba, la cual ejerce un trabajo sobre el fluido incrementando su presión y ligeramente su temperatura. A continuación entra en la caldera (2), donde aumenta su temperatura y cambia de fase a vapor. A continuación el vapor se dirige hacia la turbina (3), expandiéndose, es decir, disminuyendo su presión y temperatura, produciendo por tanto trabajo. Por último el vapor accede al condensador (4), elemento encargado de extraer calor del vapor y dar lugar a que cambie de nuevo a fase líquida (1), cerrando de esta manera el ciclo.

Estos procesos son los básicos del ciclo Rankine, a continuación se realizará un análisis energético de estos procesos, siguiendo los principios estudiados en el apartado 3.1.

- Bomba (adiabática).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q}_{bomba} - (-\dot{W}_{bomba}) + \dot{m} \cdot (h_1 - h_2)$$

$$\dot{Q}_{bomba} = 0 \rightarrow \dot{W}_{bomba} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$$

- Caldera.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q}_{caldera} - \dot{W}_{caldera} + \dot{m} \cdot (h_2 - h_3)$$

$$\dot{W}_{caldera} = 0 \rightarrow \dot{Q}_{caldera} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2)$$

- Turbina de vapor (adiabática).

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q}_{turbina} - \dot{W}_{turbina} + \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)$$

$$\dot{Q}_{turbina} = 0 \rightarrow \dot{W}_{turbina} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)$$

- Condensador.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}$$

$$0 = -\dot{Q}_{condensador} - \dot{W}_{condensador} + \dot{m} \cdot (h_4 - h_1)$$

$$\dot{W}_{condensador} = 0 \rightarrow \dot{Q}_{condensador} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4)$$

- Ciclo completo. Tal y como se mencionó en la introducción de los ciclos termodinámicos, el calor neto es igual al trabajo neto.

$$\dot{Q}_{NETO} = \dot{Q}_{caldera} - \dot{Q}_{condensador}$$

$$\dot{W}_{NETO} = \dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{compresor}$$

- Rendimiento del ciclo. El rendimiento del ciclo viene dado por el trabajo que obtenemos a partir del calor que invertimos.

$$\eta_{Rankine} = \frac{\dot{W}_{NETO}}{\dot{Q}_{cald}} = \frac{\dot{Q}_{cald} - \dot{Q}_{con}}{\dot{Q}_{cald}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{con}}{\dot{Q}_{cald}}$$

$$\eta_{Rankine} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$

Este análisis del ciclo Rankine básico se ha realizado con la suposición de que todos los procesos funcionan de forma ideal, sin embargo en la realidad se producen pérdidas en el rendimiento ya que ni las bombas ni las turbinas son isoentrópicas.

Otras posibles causas de pérdida de rendimiento en el ciclo son las pérdidas de carga del fluido a lo largo de su recorrido en el ciclo, tanto en los conductos, como en el condensador y en la caldera, así como la posible transferencia de calor a los alrededores, ya que el sistema no es perfectamente adiabático y pueden producirse pérdidas térmicas. Posteriormente, cuando se trate nuestro problema en particular referente al ciclo combinado, todos estos aspectos se tendrán en cuenta y se indicarán las hipótesis.

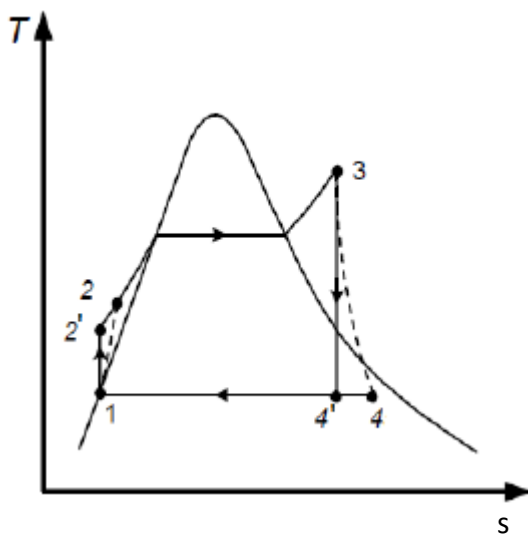


Figura 4.3 Ciclo Rankine ideal vs real (14)

4.2.2.2 MEJORAS DEL CICLO RANKINE

Hasta ahora únicamente hemos tratado el ciclo Rankine simple, sin embargo, en la realidad se han inventado mejoras con el objetivo de incrementar la eficiencia térmica del ciclo. Entre ellas podemos destacar la reducción de la presión en el condensador, el aumento de la presión de la caldera, el sobrecalentamiento, el recalentamiento y la incorporación de Feed-Heaters.

- Reducción de la presión del condensador. Al reducir la presión en el condensador, manteniendo fija la presión en la caldera aumentamos el trabajo neto obtenido del ciclo. También incrementaríamos la necesidad de aporte de calor en la caldera, aunque es menor que el incremento del trabajo, con lo cual se consigue mejorar el rendimiento igualmente. Hay que tener en cuenta que esta presión no se puede reducir indiscriminadamente pues hay factores que nos limitan. Al reducir la

presión en el condensador aumenta la humedad en los escalones de la turbina. Por lo tanto, siempre tenemos que estar por encima del límite de título de vapor (84%). Otro factor a tener en cuenta es la presencia de aire en las tuberías, si disminuimos la presión del condensador, la posibilidad de que se filtre agua en los tubos aumenta.

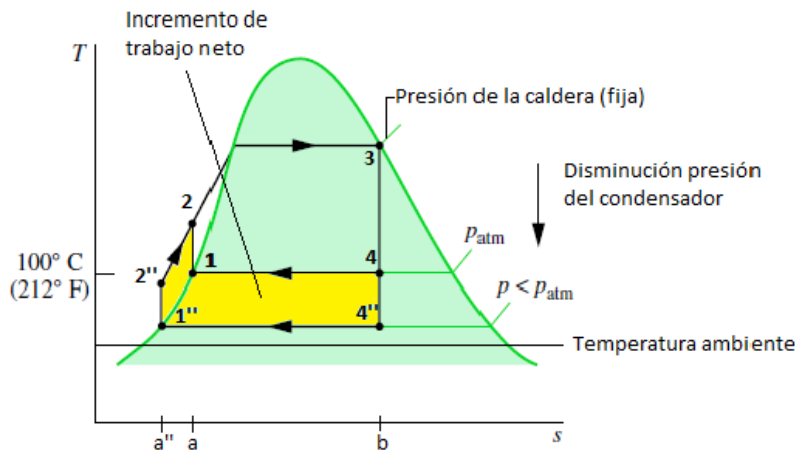


Figura 4.4 Efectos de la reducción de la presión del condensador en el ciclo Rankine

- Aumento de la presión de la caldera. Al incrementar esta presión manteniendo fija la presión en el condensador conseguimos aumentar la potencia que nos proporciona la turbina ya que conseguimos una entalpía a la salida de la caldera mayor que en caso contrario. Sin embargo, la bomba también tendría que aportar más trabajo para conseguir esa presión, necesitando más aporte de trabajo, no obstante también en este caso aumentamos el rendimiento. Sin embargo, de nuevo como en el caso anterior, hemos de respetar el límite de título de vapor en los últimos escalones de la turbina del 88%.

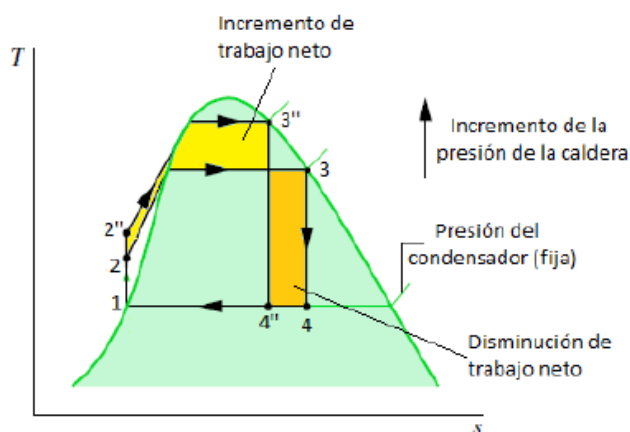


Figura 4.5 Efectos de aumentar la presión de la caldera en el ciclo Rankine.

- Sobrecalentamiento. Este proceso consiste en aumentar la temperatura del agua una vez que ha cambiado su fase a vapor. Aunque este hecho provoca un aumento de la necesidad de calor aportado en la caldera, conseguimos un mayor rendimiento ya que conseguimos una entalpía mayor a la salida de la caldera, aumentando en mayor medida el trabajo obtenido en la turbina. Otro hecho destacable es que con este proceso aumentamos el título de vapor a la salida de la turbina, reduciendo así el problema de la erosión por la formación de gotas. Sin embargo, la temperatura que alcanzamos con este proceso viene limitada por el material por el que está compuesta la turbina. Típicamente 584°C .

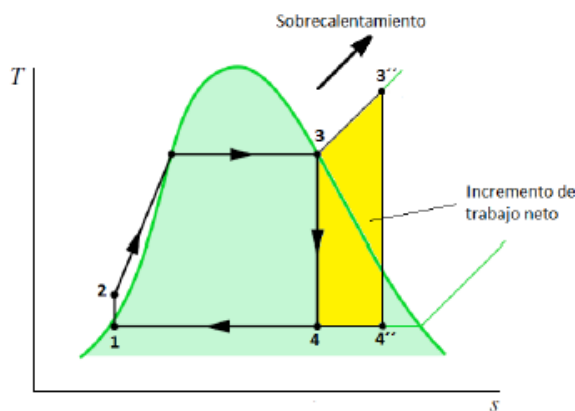


Figura 4.6 Efectos del sobrecalentamiento en el ciclo Rankine

- Recalentamiento. La ventaja que nos proporciona esta mejora es que podemos conseguir una mayor presión en la caldera a la vez que aumentamos el título de vapor, con lo cual conseguimos un mayor rendimiento y evitamos el problema de las gotas de agua líquida en la turbina.

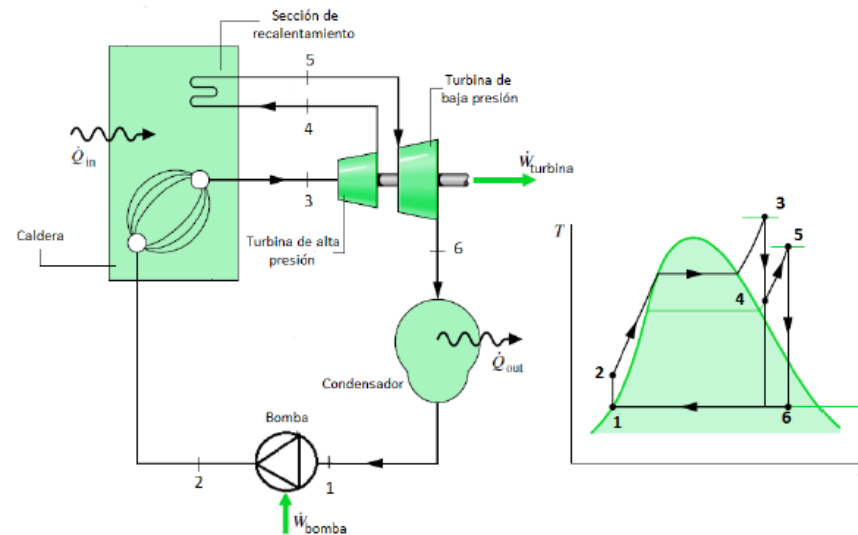


Figura 4.7 Ciclo Rankine ideal con Recalentamiento

- **Regeneración.** La regeneración consiste en extraer (sangrar), parte del vapor que se expande en la turbina para calentar el agua que se dirige hacia la caldera. Esto nos permite un ahorro de combustible, es decir una reducción del calor aportado a la caldera y en consecuencia un aumento del rendimiento del ciclo. Este hecho compensa la pérdida de trabajo que obtendríamos de las turbinas de menor presión al tener un menor gasto másico de vapor. Para realizar la regeneración se emplean unos intercambiadores de calor conocidos como Feed-Waters. Existen Feed-Heaters abiertos (se mezclan las corrientes a distintas temperaturas) o cerrados (el intercambio de calor se produce a través de corrientes que no se mantienen en contacto directo).

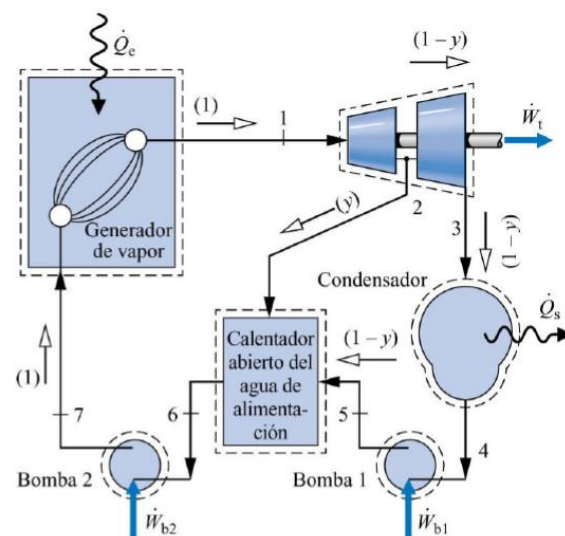


Figura 4.8 Esquema de un ciclo Rankine con un Feed Water abierto (13)

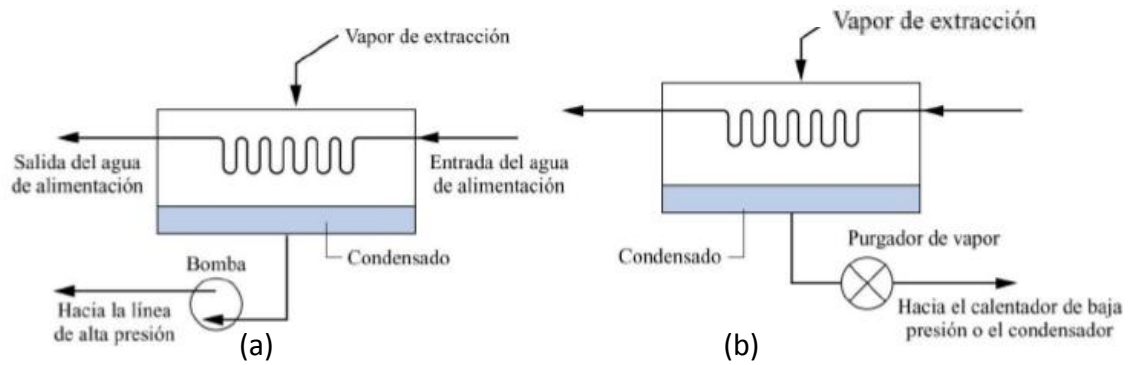


Figura 4.9 Esquema de funcionamiento de Feedwaters, con drenaje hacia delante (a) y hacia atrás (b)

Lo normal en las centrales térmicas de vapor es que aparezca un calentador abierto, que se emplea también como desgasificador y con un total de 7 extracciones, ya que queda demostrado que a partir de ese número, el aumento en el rendimiento térmico no compensa el gasto económico de otra extracción. El resto de las 6 extracciones poseen la configuración de drenaje hacia atrás, evitando así problemas por averías de bombas. A continuación se muestra un esquema de un ejemplo de configuración de central térmica. El rendimiento de las centrales térmicas convencionales ronda el 35%.

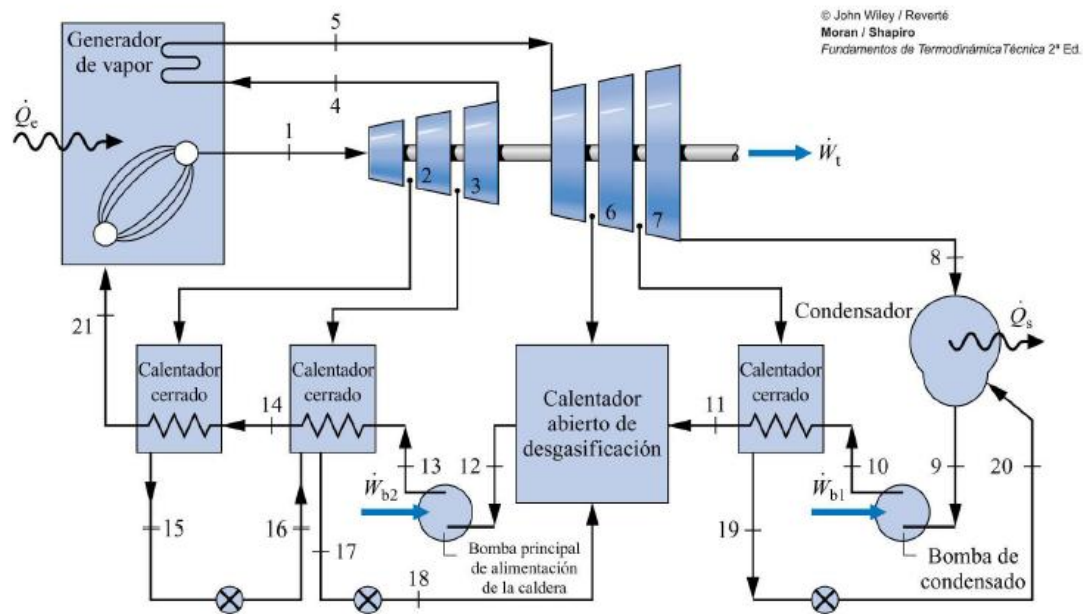


Figura 4.10 Configuración de una central térmica (13)

4.2.3 CICLO BRAYTON

4.2.3.1 CICLO BRAYTON BÁSICO

Una vez tratado el ciclo Rankine, llega la hora de hablar del ciclo Brayton o turbina de gas, la diferencia básica entre este ciclo y el de vapor es la del fluido de trabajo, en este caso aire.

A parte de la producción de electricidad posee otras aplicaciones interesantes, ya que principalmente aparece en los sistemas de propulsión de aeronaves y barcos. El esquema de un ciclo Brayton básico es el que se muestra a continuación.

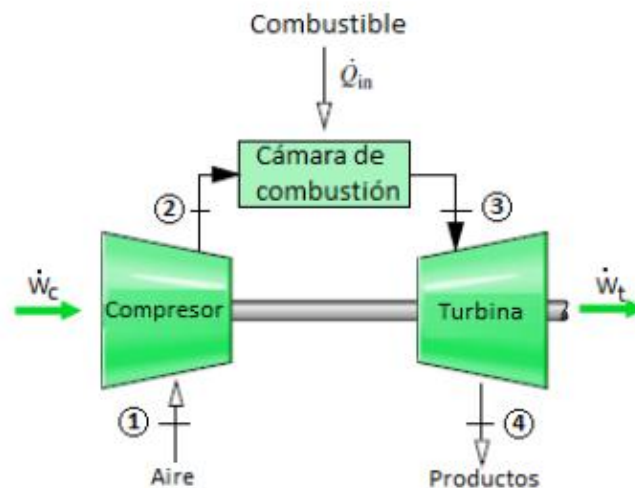


Figura 4.11 Esquema del ciclo Brayton

El funcionamiento es el siguiente, se hace pasar aire en condiciones atmosféricas (1) a través de un compresor que aumenta tanto su presión como su temperatura (2). A continuación el aire accede a la cámara de combustión donde se quema combustible para liberar energía y de esta forma calentar el aire a presión constante hasta una temperatura lo suficientemente elevada (3). Posteriormente el aire junto con los gases originados en la combustión se expande en la turbina de gas de nuevo hasta la presión atmosférica (4) produciendo de esta forma trabajo.

Del mismo modo que para el ciclo Rankine a continuación se procederá a un análisis energético de este ciclo.

- Compresor.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q}_c - (-\dot{W}_c) + \dot{m} \cdot (h_1 - h_2)$$

$$\dot{Q}_c = 0 \rightarrow \dot{W}_c = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$$

- Cámara de combustión.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q}_{cc} - \dot{W}_{cc} + \dot{m} \cdot (h_2 - h_3)$$

$$\dot{W}_{cc} = 0 \rightarrow \dot{Q}_{cc} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2)$$

- Turbina de vapor (adiabática).

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q}_t - \dot{W}_t + \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)$$

$$\dot{Q}_t = 0 \rightarrow \dot{W}_t = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)$$

- Rendimiento del ciclo. El rendimiento del ciclo viene dado por el trabajo neto obtenido a partir del calor invertido en la cámara de combustión.

$$\eta_{Brayton} = \frac{\dot{W}_{NETO}}{\dot{Q}_{cc}} = \frac{\dot{W}_{tur} - \dot{W}_{com}}{\dot{Q}_{cc}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)}$$

Aplicando las hipótesis explicadas en el apartado 3.1.2 (GICP), podemos llegar a una expresión del rendimiento dependiente solo de la relación de compresión. Cabe destacar que este análisis se está realizando sobre un ciclo ideal y reversible. Por lo tanto:

$$\eta_{Brayton} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2)} + GICP(reversible) = 1 - \frac{1}{r_{com}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Sin embargo la realidad es otra, y al igual que en el ciclo Rankine o en cualquier otro ciclo de potencia los procesos totalmente reversibles no existen, y las principales pérdidas de rendimiento son por las irreversibilidades en la turbina y en el compresor, también se producen pérdidas de carga en los tubos y transferencia de calor al exterior.

Con lo cual para obtener el rendimiento de un ciclo Brayton real hay que considerar los rendimientos de la turbina y del compresor.

4.2.3.2 VARIABLES Y MEJORAS DEL CICLO BRAYTON

- Ciclo cerrado. No es muy habitual, sin embargo cabe la posibilidad de cerrar el ciclo Brayton, sustituyendo la cámara de combustión por un intercambiador de calor, ya que si no sería imposible mantener el ciclo en funcionamiento a lo largo del tiempo, pues gases como el O_2 , pasarían a formar CO_2 tras ser calentado. Además se añade un intercambiador de calor adicional para cerrar el ciclo.

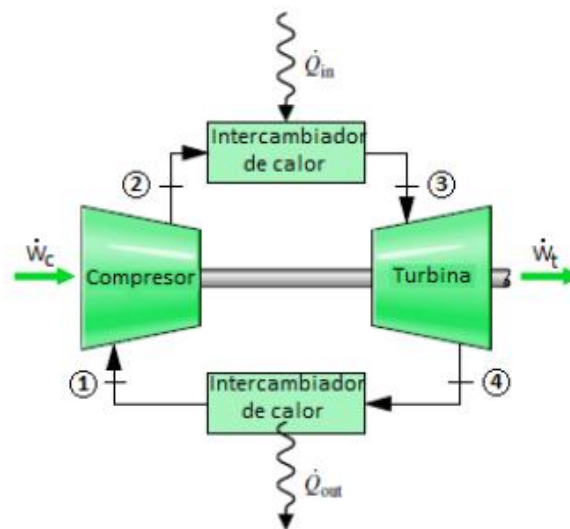


Figura 4.12 Ciclo Brayton cerrado

- Ciclo con interenfriamiento o intercooler. Este proceso consiste en comprimir en dos etapas, con un enfriamiento del aire entre ambas. Con este proceso conseguimos aumentar el trabajo neto por unidad de masa, ya que necesitamos menos trabajo para obtener la presión objetivo (de d a 2), sin embargo provocamos que el rendimiento disminuya, pues es necesario la adición de más calor, con lo cual esta técnica no se emplea sola, sino que va acompañada de las siguientes como veremos a continuación.

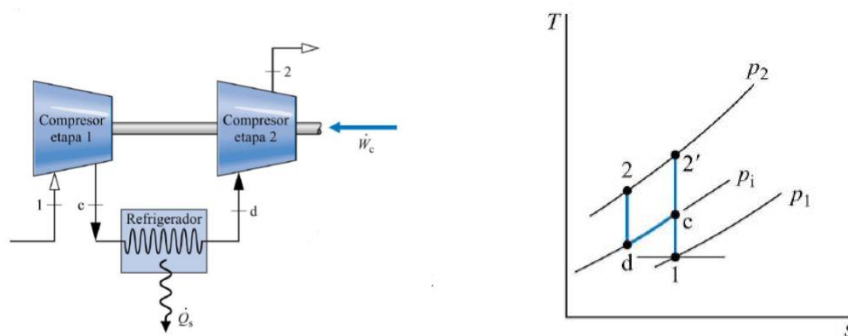


Figura 4.13 Intercooler en ciclo Brayton (13)

- Ciclo con recalentamiento. Funciona de forma análoga al intercooler, pero al contrario que este, es un calentamiento entre las dos etapas de la turbina. Produce los mismos efectos, un aumento del trabajo por unidad de masa, ya que al divergir las líneas de presión, la turbina aporta más trabajo, y del mismo modo una disminución del rendimiento, pues debe aportarse un calor adicional, con lo cual tampoco se usa solo.

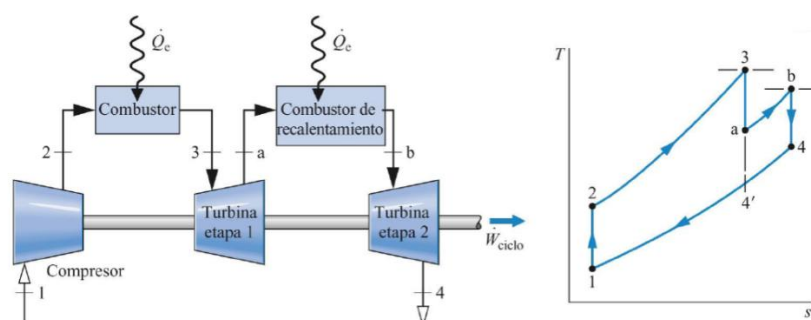


Figura 4.14 Recalentamiento en el ciclo Brayton (13)

- Ciclo con regeneración. Consiste en aprovechar el calor de los gases de escape para precalentar el aire antes de la cámara de combustible, disminuyendo así el combustible necesario y aumentando el rendimiento.

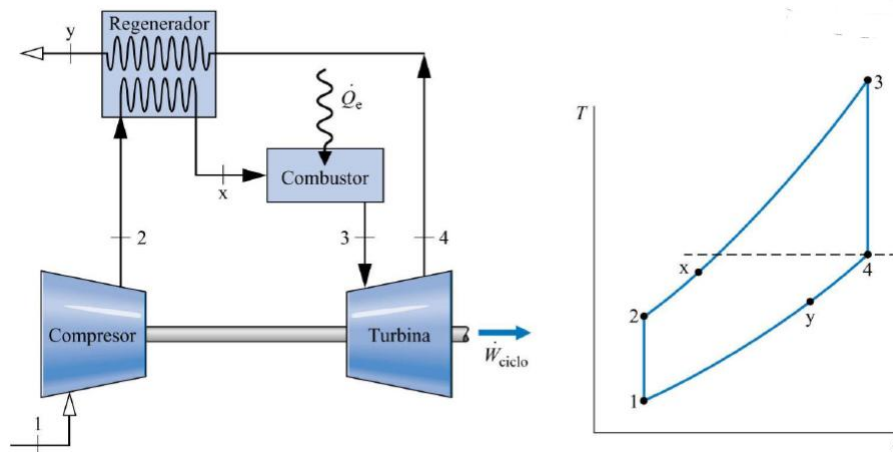


Figura 4.15 Ciclo Brayton con regeneración (13)

- Ciclo con regeneración + intercooler + recalentamiento. Cuando se emplea el ciclo Brayton, esta es la configuración que nos proporciona mayor trabajo y rendimiento, el esquema es el siguiente.

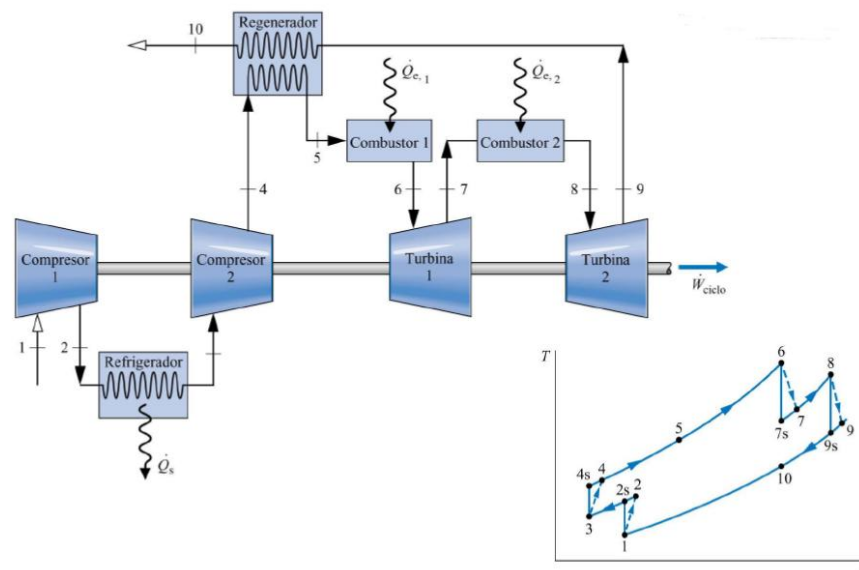


Figura 4.16 Ciclo Brayton con reg+int+rec (13)

Con todas estas mejoras podemos alcanzar rendimientos cercanos al 60%, que como observaremos a lo largo del proyecto, se encuentra a niveles cercanos del ciclo combinado.

A diferencia de las mejoras tratadas en el ciclo Rankine, que algunas aparecerán a lo largo del proyecto, el ciclo Brayton únicamente aparecerá en su forma simple. Esto es porque, para conseguir una mayor eficiencia en el ciclo Brayton, es necesaria la regeneración y, en nuestro caso, vamos a tratar centrales de ciclo combinado, en las que el principio es el mismo pero que, tal y como veremos a continuación, el calor de los gases de escape se emplea para calentar agua y no aire.

Con lo cual, estos apartados de variables del ciclo Brayton han sido considerados lo suficientemente importantes para aparecer en el proyecto, simplemente para poder hacernos una idea del orden de magnitud de los rendimientos reales de los ciclos por separado y del rendimiento que obtendremos empleando el algoritmo genético en el ciclo combinado. Y de este modo poder afirmar que no nos quedamos atrás.

4.2.4 CICLO COMBINADO

4.2.4.1 INTRODUCCIÓN

Tras haber estudiado por separado el ciclo Brayton y el Rankine nos encontramos en condiciones de explicar el ciclo combinado, que va a ser el objeto de nuestro estudio y de nuestra optimización durante el proyecto.

Un ciclo combinado se puede definir como un acoplamiento entre dos ciclos individuales, uno de ellos que opera a temperaturas más altas que el otro. El calor residual del ciclo de producción de trabajo neto se aprovecha en un intercambiador de calor para la producción de trabajo en un ciclo de menor temperatura.

4.2.4.2 ANÁLISIS TERMODINÁMICO

Tal y como hemos procedido anteriormente en el apartado de fundamentos termodinámicos con el ciclo Brayton y Rankine, vamos a realizar un análisis energético del ciclo combinado, para así entender las operaciones que realizaremos en el proceso de optimización. También como en los anteriores apartados, obtendremos una

expresión del rendimiento, la cual demostrará que nos encontramos por encima del rendimiento del ciclo Brayton o del Rankine por separado.

Acorde con lo comentado anteriormente, el fundamento básico del ciclo combinado consiste en aprovechar la energía térmica de los gases de escape del ciclo Brayton, para así calentar el agua del ciclo Rankine obteniendo vapor, siendo por lo tanto innecesario el aporte de combustible propio de las centrales convencionales.

El esquema del ciclo combinado aparece a continuación:

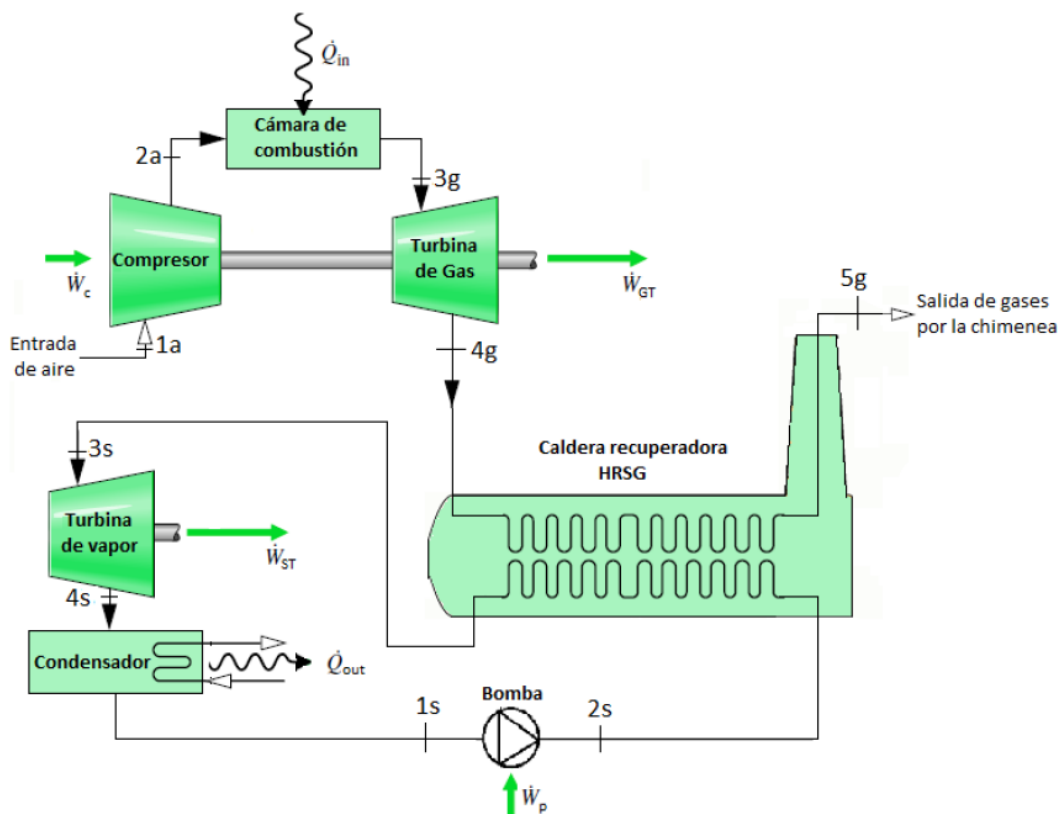


Figura 4.17 Esquema ciclo combinado

Del mismo modo que en el ciclo Brayton, en primer lugar hacemos pasar el aire de la atmósfera (1a) por un compresor, aumentando su presión y temperatura (2a). En estas condiciones introducimos el aire en la cámara de combustión, donde se le aporta el calor necesario, llegando el aire a su temperatura más alta dentro del ciclo y formando los gases resultantes fruto de la combustión de los combustibles (3g). Posteriormente los gases se expanden en la turbina, obteniéndose así el trabajo mecánico procedente de la turbina de gas y enfriándose hasta el punto (4g). En este punto el ciclo Brayton terminaría, sin embargo aprovechando el calor que poseen estos gases, son

introducidos en la caldera recuperadora (HRSG), transmitiendo calor al agua y enfriándose hasta el punto (5g), donde serán expulsados a través de la chimenea.

Por otro lado y siguiendo el proceso del ciclo Rankine, en primer lugar poseemos agua líquida en el estado (1s), esta agua se introduce en la bomba incrementando su presión y levemente su temperatura (2s). En estas condiciones el agua pasa por la caldera recuperadora, en este caso recibiendo el calor de los gases de escape del ciclo Brayton y convirtiéndose en vapor de alta temperatura (3s), encontrándonos en estas condiciones, este vapor de agua se expande en la turbina, obteniéndose así de nuevo trabajo mecánico (4s). Por último este vapor de agua se lleva a condiciones iniciales de agua líquida cerrándose el ciclo mediante el condensador (1s).

Para obtener la expresión del rendimiento basta con dividir el trabajo neto del ciclo entre el calor aportado, tal y como se ha procedido en los demás ciclos.

$$\eta_{cc} = \frac{(\dot{W}_{GT} - \dot{W}_C) + (\dot{W}_{ST} - \dot{W}_p)}{\dot{Q}_{GT}} = \frac{\dot{W}_{GT,neto} + \dot{W}_{ST,neto}}{\dot{Q}_{GT}}$$

Donde \dot{Q}_{GT} es el calor aportado en la cámara de combustión, $\dot{W}_{GT,neto}$ (Gas Turbine) es el trabajo neto entregado por la turbina de gas y por último $\dot{W}_{ST,neto}$ (Steam Turbine) que es el trabajo neto procedente de la turbina de vapor.

Sabiendo de apartados de anteriores que los rendimientos del ciclo Brayton y Rankine por separado son:

$$\eta_{Brayton} = \frac{\dot{W}_{GT,neto}}{\dot{Q}_{GT}}$$

$$\eta_{Rankine} = \frac{\dot{W}_{ST,neto}}{\dot{Q}_{ST}}$$

Por lo tanto podemos poner el rendimiento del ciclo combinado como combinación del ciclo Rankine y Brayton:

$$\eta_{cc} = \eta_{Brayton} + \frac{\eta_{Rankine} \cdot \dot{Q}_{ST}}{\dot{Q}_{GT}}$$

Podemos además definir el rendimiento de la caldera recuperadora de gases como el cociente entre el calor utilizado en el ciclo Rankine dividido entre el calor disponible en los gases de escape de la turbina de gas:

$$\eta_{HRSG} = \frac{\dot{Q}_{ST}}{\dot{Q}_{disp}}$$

El calor disponible en los gases de escape será el que no ha sido aprovechado útilmente en el ciclo Brayton, por lo tanto tendremos la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{disp} = \dot{Q}_{GT} \cdot (1 - \eta_{Brayton})$$

Así pues, podemos llegar a la conclusión de que el ciclo combinado posee un rendimiento mayor que el del ciclo Rankine o Brayton, ya que conseguimos llegar a esta expresión final:

$$\eta_{CC} = \eta_{Brayton} + \eta_{Rankine} \cdot \eta_{HRSG} \cdot (1 - \eta_{Brayton})$$

5. CALDERA RECUPERADORA HRSG

5.1 INTRODUCCIÓN

La caldera de recuperación de calor en un ciclo combinado es el elemento que aprovecha la energía de los gases de escape de la turbina de gas transformándola en vapor. El nombre HRSG, que aparecerá a menudo a lo largo del proyecto viene de las siglas de su nombre en inglés (Heat Recovery Steam Generator).

Después de explicar el ciclo combinado, nos damos cuenta de que el proceso de transmitir el calor de los gases de escape del ciclo Brayton a la producción de vapor del ciclo Rankine es el proceso más importante. Ya que este proceso se lleva a cabo mediante el HRSG, se deduce la importancia de entender bien este componente para posteriormente llevar a cabo su optimización, ya que la optimización de la caldera se traducirá en la optimización del ciclo combinado.



Figura 5.1 HRSG

5.2 COMPONENTES DEL HRSG

Podemos distinguir los siguientes elementos dentro de la caldera recuperadora:

- Sobrecalentadores y recalentadores. Son los intercambiadores que se encuentran en la parte más cercana a la entrada de los gases procedentes de la combustión en la turbina de gas y tienen como misión aumentar la temperatura del vapor producido en el evaporador. Este vapor debe ser lo más puro posible y debe ir libre de gotas de agua, ya que deteriorarían la turbina.
- Evaporadores. Son los elementos donde tiene lugar el cambio de fase del agua de líquido a vapor. Cada evaporador se compone de los haces vaporizadores, lugar donde tiene lugar el cambio de fase; downcomers, que son los tubos que alimentan a los haces; risers o tubos de salida de los haces vaporizadores; y por último un calderín. El calderín tiene 3 misiones destacables:
 1. Absorber transitorios: El nivel del agua del calderín cambia en función de la cantidad de vapor que demande las turbinas.
 2. Separar líquido y vapor: El calderín recibe por un lado el agua líquida procedente del economizador y por otro el agua con burbujas procedente del evaporador. A continuación, el vapor es separado del agua en estado líquido gracias a una combinación entre la gravedad y ciertos elementos mecánicos (centrifugadores); es entonces cuando el vapor se dirige hacia el sobrecalentador y el agua líquida se recircula de nuevo hacia los haces vaporizadores para volver a generar vapor.
 3. Y por último como misión indirecta, regulando la presión, también se regula la temperatura, ya que agua y vapor se encuentran en equilibrio.

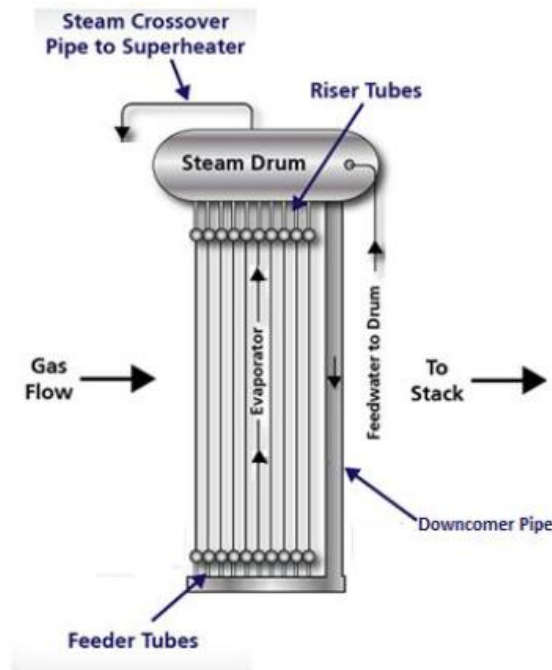
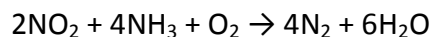
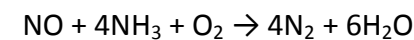


Figura 5.2 Evaporador del HRSG

- Economizadores. Son los intercambiadores encargados de precalentar el agua de alimentación con el calor residual de los gases de escape. Se colocan a continuación de los evaporadores, donde los gases se encuentran a una temperatura menor.
- Catalizador. Las calderas HRSG actuales incorporan un módulo SCR (Selective Catalytic Reduction), que se trata de un sistema capaz de reducir las emisiones de NO_x de la central de ciclo combinado por debajo de 9 ppmv (18.2 mg/Nm³) con un contenido en oxígeno de referencia del 15 %. Se basa en el empleo de amoníaco para disminuir la cantidad de NO y NO_2 :



Los módulos SCR presentan su máximo rendimiento operando entre 300 °C y 400°C de temperatura, por lo que suelen estar situados antes del evaporador de alta presión.

Este sistema de reducción de NO_x resulta imprescindible para cumplir las normativas vigentes que restringen las emisiones de este contaminante, ya que el uso de otros métodos como la inyección de vapor en la turbina de gas no es suficiente.

- Desaireador. Elemento que tiene como finalidad eliminar los gases disueltos en el agua de alimentación de la caldera, en especial el oxígeno y el dióxido de carbono, con el propósito de evitar problemas de corrosión de los tubos. A pesar de la desgasificación del agua de alimentación realizada por el desaireador, no se eliminan por completo los gases disueltos, por lo que se debe aplicar un proceso químico posterior para eliminar las trazas.

5.3 TIPOS

Tenemos diferentes tipos de calderas recuperadoras, en función de si se produce postcombustión o no, y de su geometría, vertical u horizontal.

5.3.1 CON O SIN POSTCOMBUSTIÓN

- Sin postcombustión. Este tipo de caldera es el más utilizado en el ciclo combinado. Se trata básicamente de un intercambiador de calor entre los gases de escape y el agua, entre los cuales se produce la transferencia del calor por convección.
- Con postcombustión. Las modificaciones constructivas frente a las anteriores generalmente se basan en la instalación de quemadores en el conducto de gases a la entrada de la caldera. Este hecho permite que se pueda emplear el exceso de oxígeno en los gases de escape de la turbina, sin sobrepasar temperaturas admisibles en la placa de protección interna de aislamiento (inferiores a 800°C) y sin modificar altamente la distribución de superficies de intercambio de la caldera sin postcombustión.

Estas calderas suelen llevar atemperadores de agua pulverizada para regular la temperatura del vapor.

La ventaja de este tipo de calderas es que al conseguir los gases a mayor temperatura se consigue aumentar la producción de vapor, además en un momento determinado la caldera podría funcionar sin que se encuentre en funcionamiento la turbina de gas, quemando el aire atmosférico, aumentando obviamente el gasto de combustible. Sin embargo esta tecnología aumenta fuertemente los costes de la caldera recuperadora, así como la emisión de contaminantes.

5.3.2 HORIZONTALES Y VERTICALES

- Horizontales. En este tipo de calderas, el gas, a la salida de la turbina, sigue una trayectoria horizontal a través de los distintos módulos de sobrecalentamiento, recalentamiento, vaporización y calentamiento de agua, hasta su conducción a la chimenea de evacuación.

Los tubos en los que tiene lugar la transferencia de calor son verticales, aleteados y el proceso de evaporación tiene lugar por circulación natural, aprovechando la diferencia de densidad existente entre el agua del tramo de bajada y la mezcla de agua-vapor del tramo de subida.

No necesitan estructura de soporte, siendo en conjunto una caldera más compacta y barata, ya que requiere poca estructura metálica de soporte al ir colgados los elementos del techo.

Debido a esta construcción compacta, gran parte de los tubos en el interior de los haces no son accesibles, por lo que en caso de rotura se debe abandonar el uso de dicho tubo.

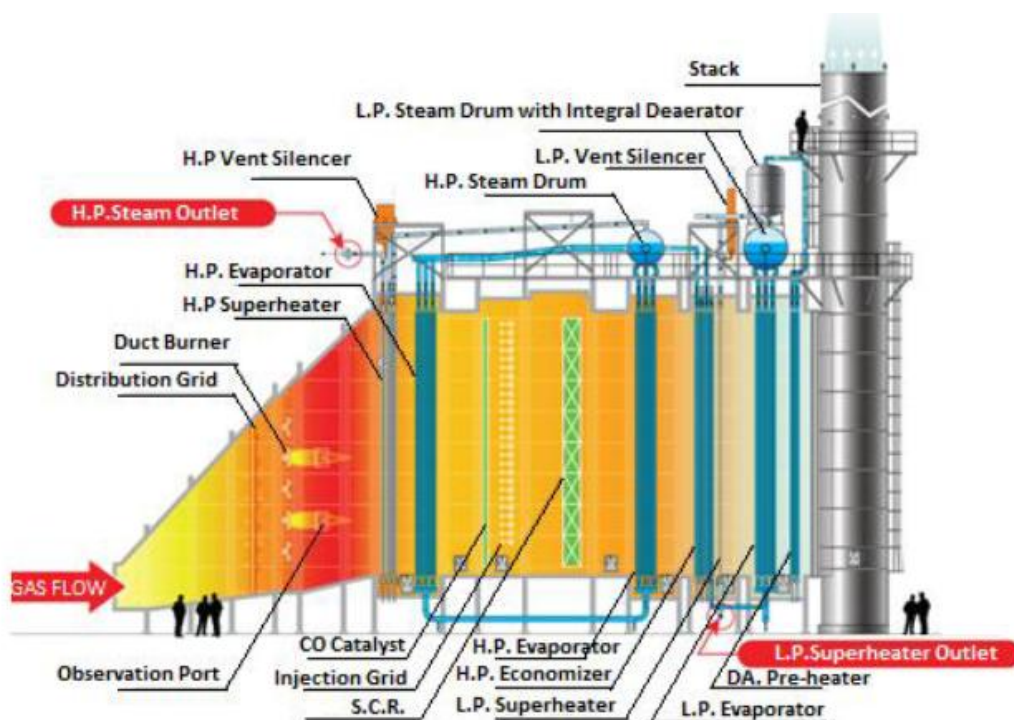


Figura 5.3 HRSG con configuración horizontal (15)

- Vertical. Este tipo de calderas son parecidas en su configuración a las calderas convencionales, constan de una estructura sobre la que apoyan los calderines y de la que cuelgan los soportes de los haces horizontales de tubos. En estas calderas, los tubos dilatan mejor, no están sometidos a tensiones térmicas tan elevadas, y son más accesibles para inspección y mantenimiento.

Algunas calderas verticales tienen circulación forzada, otras circulación asistida en los arranques, y la tendencia es a diseñarlas con circulación natural, lo que implica elevar la posición de los calderines para conseguir que la diferencia de densidad entre la columna de agua de los tubos de bajada del colector o down commers y de los tubos de salida del colector del evaporador al calderín o risers, asegure la circulación a través de los tubos evaporadores horizontales.

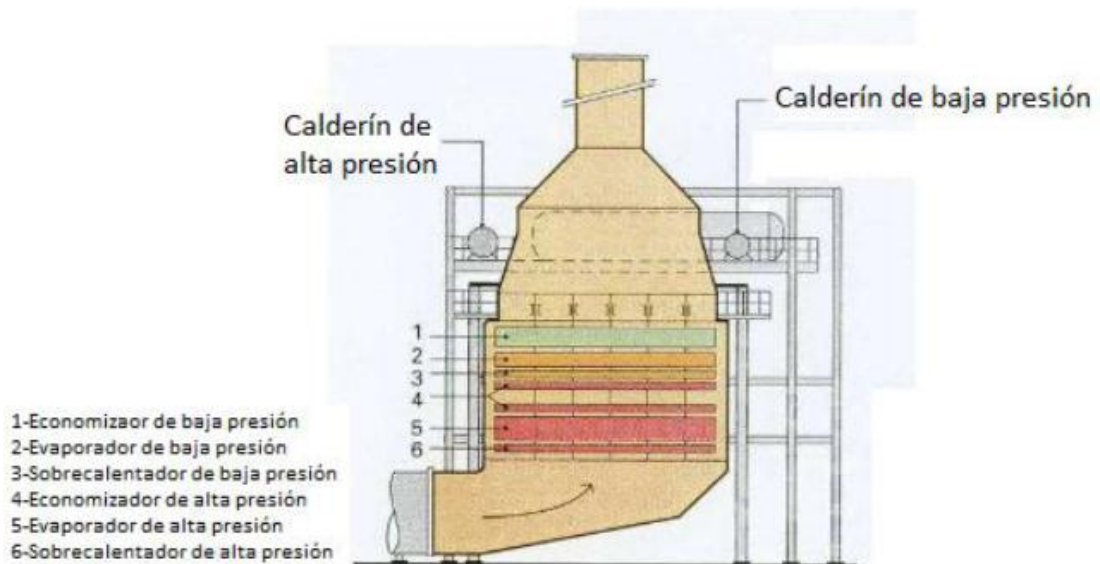


Figura 5.4 HRSG con configuración vertical (16)

BLOQUE III

PROCESO DE OPTIMIZACIÓN

Tras haber tratado en el bloque I toda la teoría necesaria para comprender los procesos que vamos a realizar a continuación, se procede a realizar el proyecto en sí, llevar a cabo la optimización del HRSG empleando la técnica heurística de los algoritmos genéticos.

Cabe destacar que hemos hablado de los diferentes tipos de HRSG, sin embargo para llevar a cabo la optimización, el parámetro más relevante es su configuración, ya que en la industria aparecen diferentes clases de HRSG en función de los niveles de presión.

Por lo tanto, vamos a realizar un proceso de optimización distinto para cada configuración, ya que en función de las necesidades nos puede interesar un menor rendimiento, pero un menor coste a su vez. Así pues, el proceso a seguir va a ser el de la descripción de las distintas configuraciones y su posterior optimización. Para todas las configuraciones se utilizarán los algoritmos genéticos para optimizar el HRSG para conseguir el óptimo desde el punto de vista termodinámico, así como desde el punto de vista de costes anuales. Cuando se hayan evaluado las distintas configuraciones, procederemos a la comparativa entre ellas, para de este modo, elegir nuestro HRSG óptimo con la turbina de gas seleccionada y con nuestras hipótesis, ya que obviamente las variables de diseño serán distintas en función de las hipótesis realizadas.

6. HRSG CON UN NIVEL DE PRESIÓN

6.1 DESCRIPCIÓN

A continuación se muestra un diagrama del ciclo combinado con un HRSG de un nivel de presión.

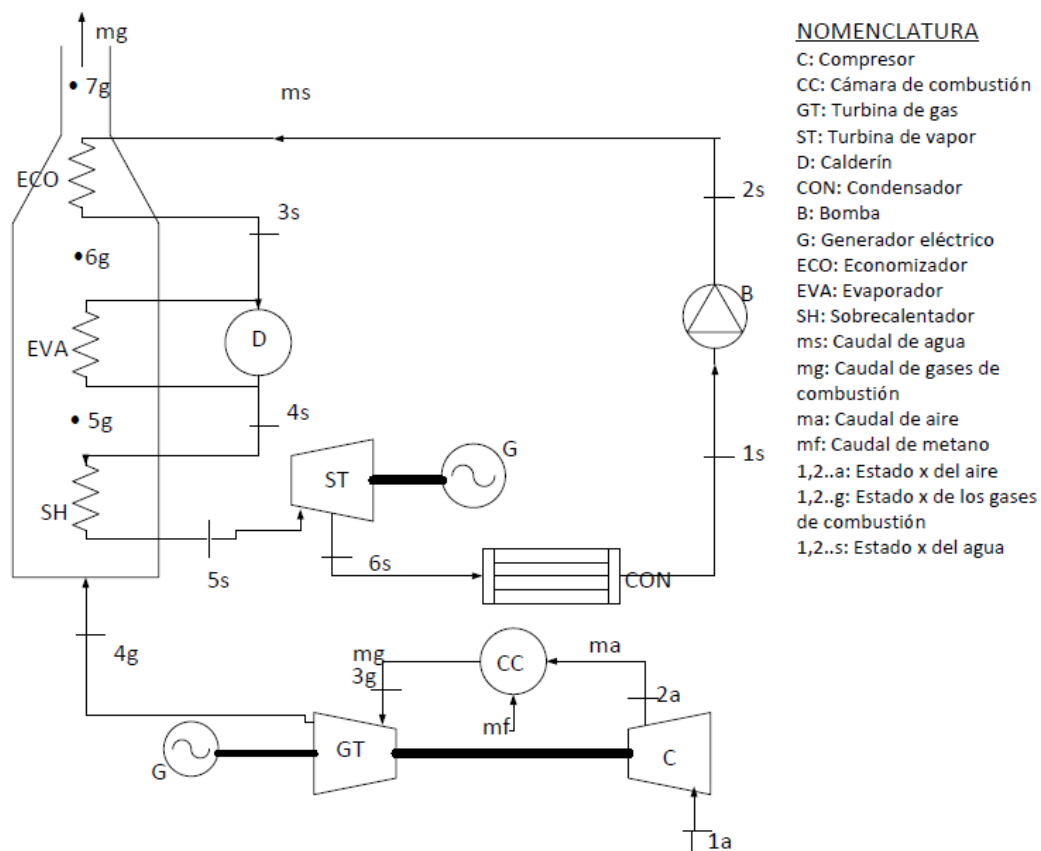


Figura 6.1 Diagrama del ciclo (1np)

Cómo hemos explicado anteriormente, se pueden observar ciclo Rankine y Brayton unidos por el HRSG. Empezaremos explicando el proceso por la turbina de gas.

En primer lugar una cantidad de aire atmosférico (\dot{m}_a) entra en el compresor (1a), elevando por tanto su presión y temperatura (2a), para posteriormente dirigirse a la cámara de combustión, donde se produce la combustión del aire y por tanto eleva su temperatura (3g). En este punto cambiamos el subíndice del gasto másico a (\dot{m}_g), puesto que ahora en vez de aire solo, encontramos unos gases formados por el aire y el combustible. Estos gases se expanden en la turbina, obteniendo el trabajo para el

generador eléctrico del ciclo Brayton, sin embargo, en vez de tratarse de un ciclo abierto, en este punto (4g) los gases se aprovechan para calentar el agua del ciclo Rankine y tras intercambiar el calor con el agua, se expulsan a través de la chimenea (7g).

Respecto al ciclo de la turbina de vapor, el agua líquida (1s) entra en la bomba, en la cual se eleva la presión y ligeramente su temperatura (2s), posteriormente se convierte en vapor sobrecalentado en el HRSG intercambiando calor con los gases hasta 5s. Posteriormente, se expande en la turbina de vapor, obteniendo de este modo el segundo trabajo útil del ciclo (6s), por último se cierra el ciclo, llevando el agua a las condiciones iniciales de agua líquida mediante el condensador (1s).

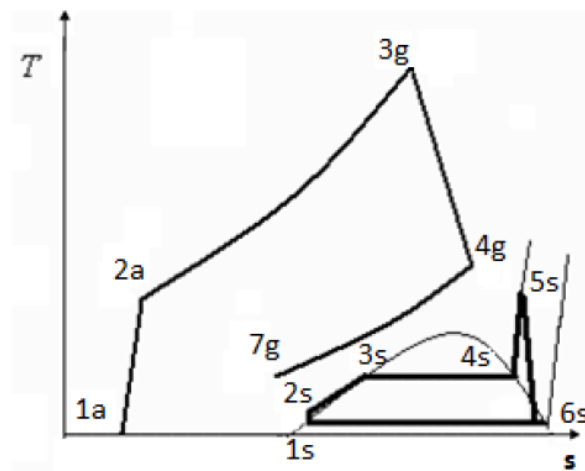


Figura 6.2 Diagrama T-s (1np)

Prestando especial atención a la caldera recuperadora, podemos diferenciar tres zonas. La primera de todas el sobrecalentador (SH), esta zona es la que se emplea para calentar el agua ya convertida en vapor. Por ello, es la primera zona que recorre el aire, ya que se necesita la mayor temperatura posible. Así pues, en esta zona \dot{m}_g entra en estado 4g y sale en el estado 5g. Mientras que el agua (\dot{m}_s), entra en esta zona en condiciones de vapor saturado (4s) y sale como vapor sobrecalentado (5s).

La segunda zona es el evaporador (EVA), en esta zona el agua se produce el cambio de fase del agua, entrando en condiciones de agua líquida saturada (3s) y saliendo como vapor saturado (4s). Cabe destacar que la temperatura T_{3s} es ligeramente superior a la que conoceremos como T_{3s}' , que es la correspondiente a la de la salida del economizador, esto se produce para evitar el riesgo de la formación de vapor en el economizador, que provocaría alteraciones en el caudal que circula por los tubos, produciendo oscilaciones de presión. La diferencia entre T_{3s} y T_{3s}' se conoce como subcooling. Por otro lado, al evaporador el aire entra en condiciones de 5g y sale en estado 6g.

La última zona es el economizador, esta zona se utiliza para aprovechar el calor que aún existe en los gases para precalentar el agua hasta las condiciones de saturación. En realidad, como hemos mencionado anteriormente en el evaporador, el agua entra en condiciones 2s y sale a temperatura T_{3s}' , para evitar mediante el subcooling la formación de vapor en esta zona. Por otro lado el aire entra a temperatura T_{6g} y abandona esta zona en condiciones de ser expulsado por la chimenea (7g).

Aparte del subcooling, existen otros 2 parámetros relacionados con diferencias de temperaturas en puntos del HRSG que son importantes y que se van a utilizar a lo largo de todo el proyecto, ya que realmente se tratan de las variables de diseño que vamos a optimizar para nuestro HRSG.

El primero de ellos es el Approach Point, que marca la diferencia entre la temperatura de entrada del aire al HRSG (T_{4g}) y la salida del agua (T_{5s}).

Por otro lado también debemos destacar el Pinch Point, en este caso muestra la diferencia entre la temperatura de salida del aire del evaporador (T_{6g}) y la de la entrada del agua al mismo (T_{3s}).

6.2 RESOLUCIÓN DE LA TURBINA DE GAS

El primer paso para la optimización es resolver las ecuaciones del ciclo Brayton, tal y como se observará posteriormente en los diagramas de los distintos niveles de presión, el ciclo correspondiente a la turbina de gas es fijo, con lo cual para los procesos de optimización necesitaremos datos de entrada que procederán de esta resolución. Por lo tanto, realizaremos ahora estas operaciones que nos serán válidas para el resto de configuraciones.

Para ello se ha procedido aplicando los principios de termodinámica explicados en el bloque I, referentes a balances de energía en los componentes del ciclo Brayton, además extrayendo datos de (17) (18) (19) (20), conseguimos los parámetros de entrada necesarios para la resolución.

Cabe destacar también cómo hipótesis, que consideramos los gases de combustión y el aire de entrada como GICP y que el combustible empleado es el gas natural.

En el anexo, se puede observar la función de Matlab empleada, en la cual se han introducido todas estas ecuaciones y nos devuelve los datos necesarios. El resumen de los datos de entrada y de salida queda reflejado en la siguiente tabla.

PARÁMETRO	DATO DE ENTRADA	DATO DE SALIDA
T_{amb} (°C)	15	
P_{amb} (bar)	1.013	
Radio de compresión	20	
Rendimiento isoentrópico del compresor	0.85	
Rendimiento isoentrópico de la turbina	0.91	
Eficiencia de la cámara de combustión	0.95	
Pérdidas de presión en la CC (%)	4	
Temperatura de entrada en la turbina (°C)	1157	
\dot{m}_g (kg/s)	305.69	
$\gamma_{aire} = \gamma_{gases}$	1.3	
$Cp_{aire} = Cp_{gases}$ (kJ/kgK)	1.2	
Poder calorífico inferior del metano (MJ/kg)	50.016	
W_{neto} (MW)		114.7
Calor aportado (MW)		299.82
Temperatura de los gases hacia el HRSG (°C)		513.71
\dot{m}_f (kg/s)		6.31

Tabla 6.1 Datos de la turbina de gas

6.3 VARIABLES DE DISEÑO

Como anteriormente se mencionó las variables de diseño para el HRSG consisten en los parámetros termodinámicos que engloban las distintas diferencias de temperaturas entre los gases de escape y el agua en ciertos puntos de la caldera. Los cuales eran el Subcooling (SC), que aparecía para evitar la formación de gotas en el economizador, el Pinch Point (PP) y el Approach Point (AP). Así como la presión del vapor en los distintos puntos de la misma, en este caso solo existirá una. Para mayor claridad acerca de estos parámetros en la siguiente figura se muestra un diagrama Q-T para un HRSG de un nivel de presión, en él, se puede observar estas variables.

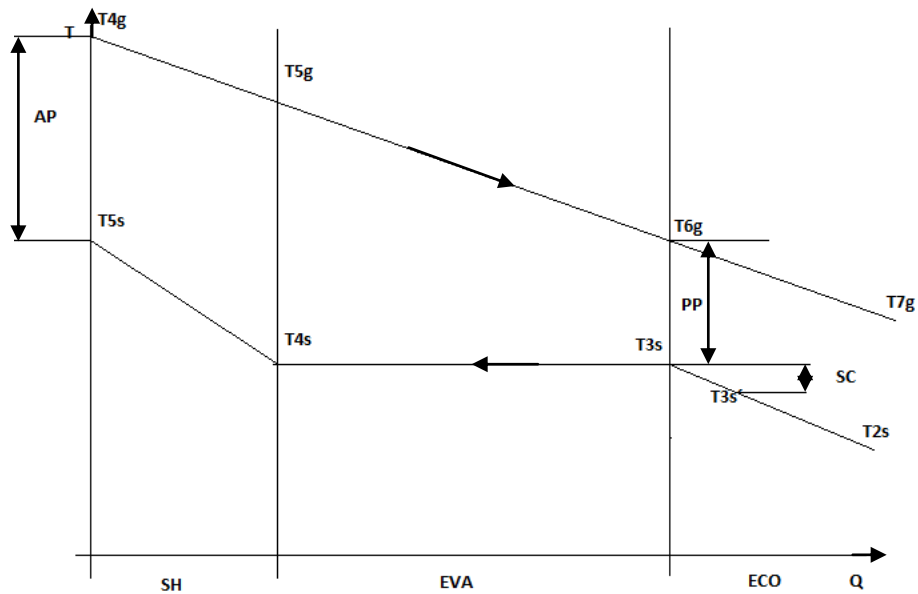


Figura 6.3 Diagrama Q-T (1np)

Además, aparte de introducir las variables de diseño, debemos dotarlas de unos límites tanto inferiores como superiores, así nuestro algoritmo genético se moverá siempre en esta región factible, que viene dada por los límites de las variables, así como de otras restricciones más complejas, conocidas como restricciones no lineales y las cuales señalaremos en el siguiente apartado.

Acorde con los valores determinados por la experiencia de los autores (17) (21), podemos establecer los límites según se puede observar en la siguiente tabla.

Límites	Inferior	Superior
P (bar)	20	60
PP (°C)	3	8
AP (°C)	25	80
SC (°C)	3	8

Tabla 6.2 Límites de las variables (1np)

6.4 HIPÓTESIS Y RESTRICCIONES DEL PROBLEMA

6.4.1 Parte termodinámica

Respecto a la parte termodinámica del problema, realizamos una serie de hipótesis y simplificaciones (18)(19)(20).

- De acuerdo a las condiciones de entrada del ciclo Brayton, obviamente las condiciones atmosféricas se mantienen, así como las demás suposiciones, con lo cual se aprovechan como datos de entrada los obtenidos en la resolución de la turbina de gas, tal y como se muestran en el apartado correspondiente a la resolución de la turbina del gas.
- Los efectos de la energía potencial y cinética son despreciables.
- La caldera HRSG se encuentra perfectamente aislada de los alrededores.
- Las pérdidas de presión y de calor en la red de tubos son despreciables.
- El rendimiento isentrópico de la turbina de vapor es del 90%.
- La eficiencia de las bombas es del 85%.
- Sale agua líquida saturada del condensador.
- El agua líquida/vapor que sale del calderín está en condiciones de saturación.
- La presión del condensador corresponde a una temperatura 10 grados por encima de la temperatura ambiente.
- El aumento de temperatura del agua en las bombas se considera despreciable.

6.4.2 Parte económica

En cuanto a las suposiciones en las que nos hemos apoyado para estimar los costes (17), los costes totales anuales se dividen en tres partes.

$$C_{TOT} = C_a + C_{tf} + C_{om}$$

Donde C_a hace referencia a los costes de amortización anuales, los cuales están formados por unos costes fijos de inversión característicos del ciclo combinado y unos costes variables asociados con una posible variación del área de transferencia de calor debido a cambios en los parámetros de diseño durante el proceso de optimización.

Así pues:

$$C_a = \frac{C_{fij} + C_{varHRSG}^{UA}}{N}$$

Donde los costes fijos de amortización los podemos hallar como el producto de los costes de inversión de una planta de ciclo combinado de gas natural, multiplicado por el número de kW's de la planta, es decir, por nuestra potencia neta instalada. Según (22) (23), estos costes se sitúan en torno a 400 €/kW.

Respecto a los costes dependientes del área del HRSG es un coste fijado dependiente del producto del coeficiente global de transferencia de calor de la sección y el área de intercambio de calor de esa sección.

$$C_{varHRSGsección}^{UA} = k_{sección}(UA)_{sección}$$

Así pues, sabiendo que existen 4 secciones de transferencia de calor dentro de un HRSG, (economizadores, evaporadores, sobrecalentadores y recalentadores), podemos estimar este coste como:

$$C_{varHRSG}^{UA} = \sum_{ec} k_{ec}(UA)_{ec} + \sum_{ev} k_{ev}(UA)_{ev} + \sum_{sh} k_{sh}(UA)_{sh} + \sum_{rh} k_{rh}(UA)_{rh}$$

Obviamente la parte de los recalentadores aparece solo en las configuraciones con recalentamiento. Estos parámetros se aproximan a los siguientes valores (24).

$$K_{eva} = 31.16 \text{ €/m}^2 \quad U_{eva} = 43.7 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$K_{eco} = 40.8 \text{ €/m}^2 \quad U_{eco} = 42.6 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$K_{rh} = 50.2 \text{ €/m}^2 \quad U_{sh} = U_{rh} = 50 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$K_{sh} = 85.9 \text{ €/m}^2$$

Además, N, que hace referencia a la vida útil de la planta, tiene un valor de 30 años (25).

Por otro lado C_{TF} hace referencia a los costes totales anuales invertidos en combustible, en nuestro caso gas natural. Por lo tanto la fórmula para hallar este parámetro es la siguiente:

$$C_{TF} = C_f \cdot m_f \cdot 3.6 \cdot D$$

Dónde:

- C_f es el coste del gas natural (26), se establece en 296.57 €/ton.

- m_f es el gasto másico de combustible (kg/s).

-3.6 es el factor de conversión de unidades, de toneladas a kilogramos y de segundos a horas.

-D es el número de horas que funciona nuestra central (24) (25), queda establecido en 7000 h.

Por último C_{om} , significa coste de operación y mantenimiento y como señala, se puede asumir que representa un 10% del coste total de la planta (27).

6.4.3 Restricciones

Además de los distintos límites de las variables, se deben establecer otra serie de restricciones (17)(18), necesarias para que la solución que nos proporcione el algoritmo genético sea factible en la realidad. Estas restricciones actúan en el algoritmo genético en forma de penalizaciones, es decir, si algún individuo de la población no cumple alguno de estos límites, se le inflige una disminución en su función Fitness, lo cual produce que los genes de ese individuo no sean aptos para pasar a la siguiente generación y, por tanto, se perderán en la población actual. Las restricciones para nuestro problema son las siguientes:

-La temperatura de los gases de escape tras abandonar el HRSG debe estar por encima de 70°C, para así evitar problemas de corrosión.

-El título de vapor en el último escalón de las turbinas de vapor de los ciclos deben estar por encima del 84%, ya que de otro modo, sufriríamos problemas como la cavitación en los álabes de la turbina, debido a la condensación de pequeñas gotas de agua.

6.5 PROCESO DE OPTIMIZACIÓN

A continuación se va a proceder a la monitorización del proceso de optimización mediante algoritmos genéticos, como se mencionó anteriormente, con el objetivo de observar la forma en que los costes necesarios aumentan para aumentar el rendimiento, observando los valores de las distintas variables de diseño, ejecutaremos el algoritmo genético dos veces, en una estableceremos como función fitness la del rendimiento y en la otra, estableceremos como función fitness los costes anuales.

Para ello se han creado dos funciones, en una resolvemos la parte termodinámica del ciclo, gracias a las hipótesis mencionadas y a la realización de balances de energía tal y como se explicó en el bloque I, puesto que conocemos la temperatura de entrada del

agua al HRSG y la del gas, con lo cual mediante las hipótesis y los balances de energía podemos resolver todos los estados tanto del agua como del gas, así como el caudal del agua, siempre en función de nuestras variables. En esa misma función aplicamos las distintas ecuaciones relacionadas con los costes, las cuales se han explicado detalladamente en el apartado de hipótesis económicas (6.4.2).

La otra función incluye las restricciones vistas anteriormente, para ello se resuelve el ciclo termodinámico de la misma forma que en la anterior y posteriormente se establecen los límites mencionados.

Tras haber creado las dos funciones en el lenguaje de programación de Matlab, se introducen ambas en la herramienta de optimización de Matlab correspondiente al algoritmo genético. La apariencia que tiene la ventana es la siguiente:

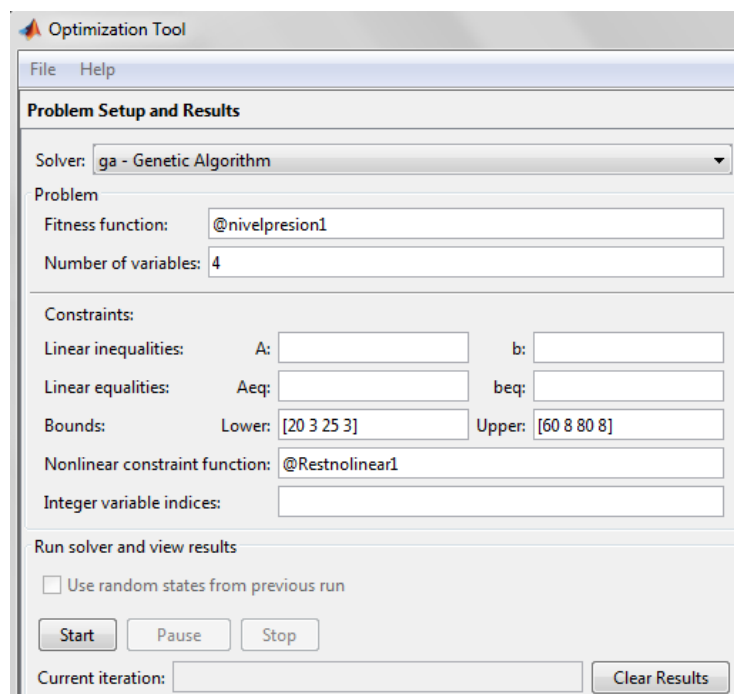


Figura 6.4 Herramienta de optimización mediante AG de Matlab

En esta figura podemos diferenciar los distintos elementos necesarios para ejecutar nuestro algoritmo genético, la Función Fitness corresponde al valor que nos devuelve la función nivelpresion1 y las restricciones no lineares nos las aporta la función llamada Restnonlinear1 tal y como se mencionó anteriormente. Ambas funciones se encuentran de forma íntegra en el apéndice. Por otro lado, también especificamos el número de variables del problema y sus límites superiores e inferiores.

6.5.1 EFICIENCIA TÉRMICA COMO OBJETIVO

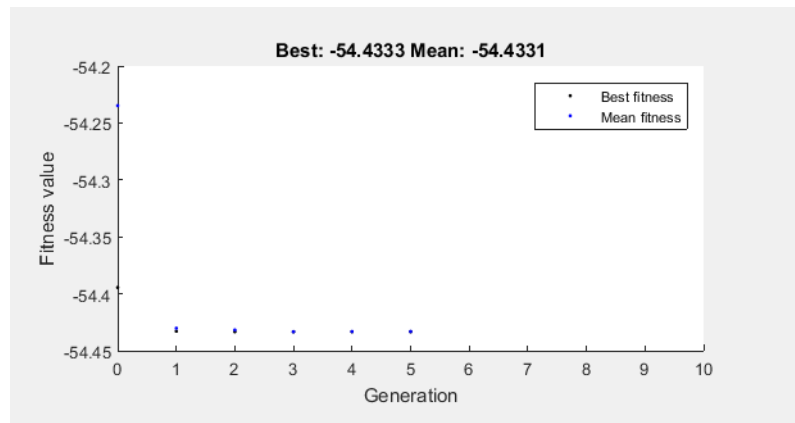


Figura 6.5 Evolución del rendimiento en las generaciones (1np)

Como se puede observar en la figura, el algoritmo genético mejora el rendimiento de la central hasta el punto óptimo en el que converge la solución. Merece la pena destacar que la herramienta de Matlab busca el mínimo de las funciones, y en nuestro caso, lo que queremos es encontrar el máximo del rendimiento, con lo cual, se le asigna un signo negativo al rendimiento, puesto que el mínimo de una función, es el máximo de su opuesta.

El algoritmo encuentra rápidamente el óptimo, ya que como se verá posteriormente en el análisis de resultados, algunas de las variables del algoritmo se encuentran cerca de los límites establecidos, con lo cual, al alejarse de estos puntos la función fitness empeora y no prospera el cambio.

En la siguiente figura se puede observar como prácticamente no se han consumido ninguno de los criterios de parada que hemos establecido, únicamente el de las generaciones, el cual hemos establecido en 10, para una mejor visualización de resultados.

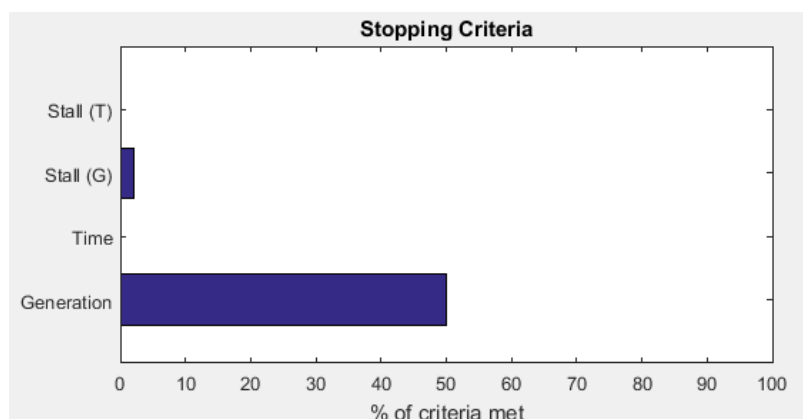


Figura 6.6 Criterios de parada agotados (1np)

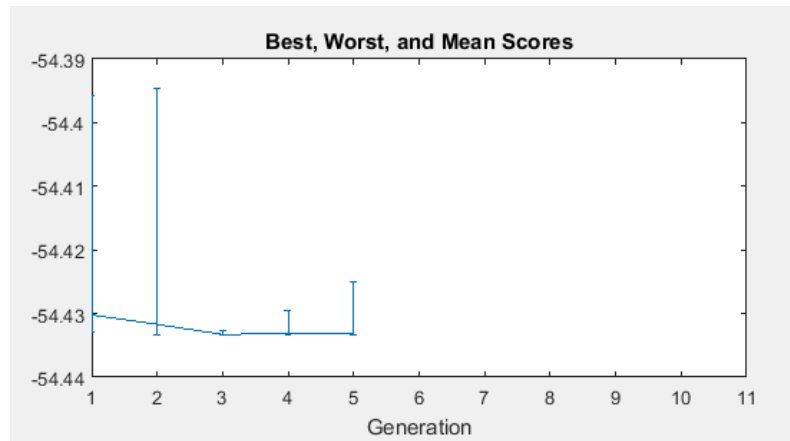


Figura 6.7 Variación de la población en las distintas generaciones (1np)

De la imagen superior se pueden obtener las siguientes conclusiones. Como se puede observar el mejor individuo de la población prácticamente no cambia a lo largo de las generaciones, este hecho se produce porque existe un individuo que posee los mejores genes en la primera generación y los transmite a las generaciones venideras. Por otro lado, se puede apreciar como en un punto se van transmitiendo los mejores genes y prácticamente el mejor y el peor individuo se encuentran al mismo nivel, pero en la siguiente generación se vuelve a ampliar la gama de individuos. Esto se debe a que el algoritmo mediante la mutación busca repasar si se ha dejado alguna opción en el limbo, ya que siempre se ha de evitar la convergencia prematura, sin embargo, el algoritmo se percata de que el mejor individuo no mejora, con lo cual se lleva a la convergencia del máximo y se obtiene el resultado final.

Cabe destacar también, que al vernos obligados a establecer límites superiores e inferiores para las variables, los hemos establecido acorde a la experiencia de distintos autores, por lo tanto, no cabe la posibilidad de que obtengamos una solución desorbitada. Además, las penalizaciones son altas si no cumplimos las restricciones establecidas, con lo cual las soluciones del algoritmo se encuentran totalmente restringidas a las que aparecen en la realidad.

En la siguiente imagen observaremos como, efectivamente, no se han violado prácticamente en absoluto las restricciones impuestas.

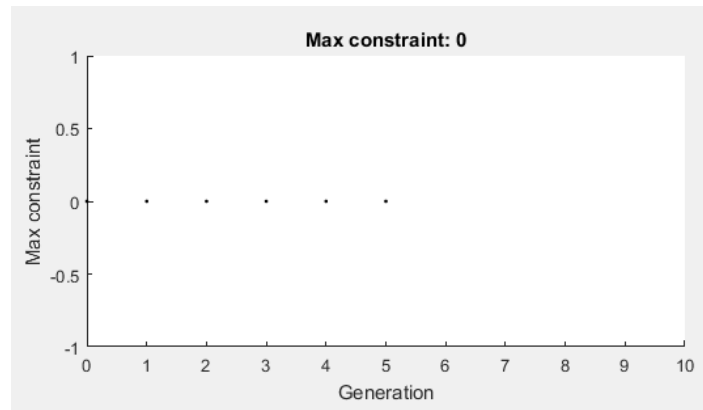


Figura 6.8 Violación de las restricciones en las distintas generaciones del algoritmo (1np)

6.5.2 COSTES ANUALES COMO OBJETIVO

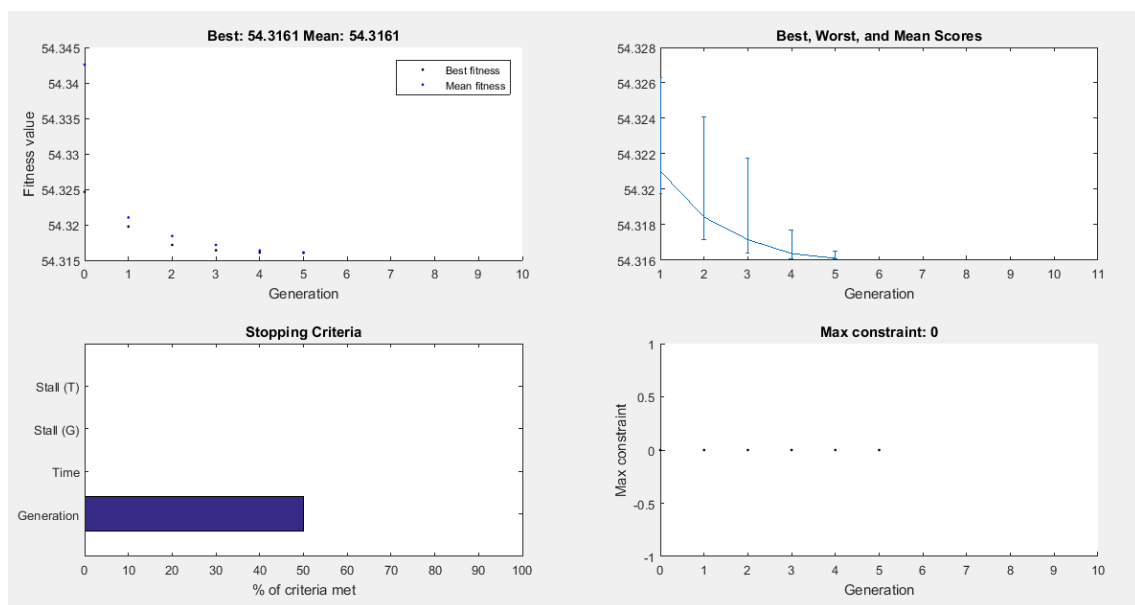


Figura 6.9 Algoritmo genético aplicado al coste anual (1np)

Como podemos observar en la figura, las imágenes que nos monitorizan el algoritmo son muy parecidas a cuando hemos establecido la maximización de la eficiencia térmica como objetivo, salvo que ahora nuestro objetivo era la minimización del coste total anual.

6.6 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Tras haber ejecutado el algoritmo genético los resultados obtenidos tanto para maximizar el rendimiento del ciclo como para minimizar los costes son los siguientes:

Parámetros	RENDIMIENTO MÁXIMO	COSTE MÍNIMO
η	54.43	53.88
Coste total (M€/año)	54.37	54.32
P_{HP} (bar)	34.44	20.17*
PP (°C)	3*	7.93*
AP (°C)	25*	80*
SC (°C)	3.6	7.95*
*Significa que prácticamente se ha alcanzado un límite		

Tabla 6.3 Resultados optimización (1np)

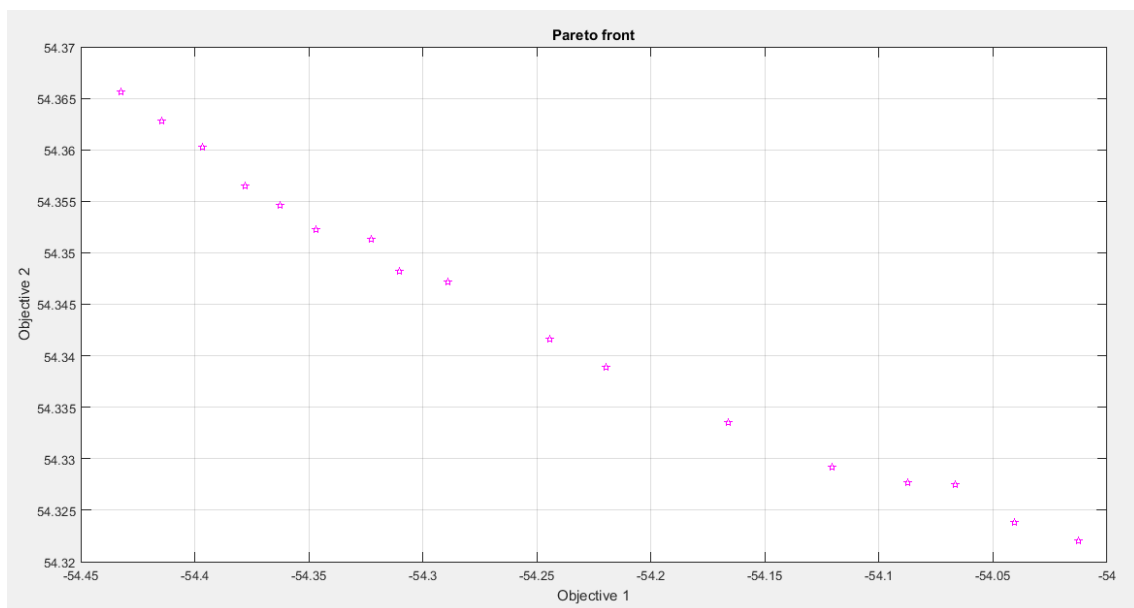


Figura 6.10 Frontera de Pareto de rendimiento vs costes (1np)

Tal y como muestran las imágenes y de manera natural, para conseguir mayor rendimiento necesitamos invertir mayor cantidad de dinero, ya que necesitaremos una tecnología más avanzada así como un mayor número de metros cuadrados de intercambio de calor en el HRSG para conseguir transmitir mayor cantidad de calor al agua del ciclo Rankine.

Sin embargo, la cuestión de si resulta rentable realmente invertir en conseguir el mayor rendimiento o no la veremos posteriormente, cuando hayamos analizado las cuatro configuraciones y elijamos el óptimo para nuestra turbina de gas.

La cuestión en este punto del proyecto es analizar los resultados obtenidos para ver si son correctos de cara a la comparativa final, a priori se observa como muchas de las variables se acercan a los valores límite establecidos, con lo cual vamos a analizar estos resultados para comprobar que efectivamente tienen sentido y que el algoritmo ha trabajado correctamente y no ha convergido en un mínimo local.

Como podemos observar el Pinch Point alcanza su valor mínimo en el punto de máximo rendimiento. Esto tiene sentido puesto que, al resolver el ciclo en función de las distintas variables, a la hora de despejar la cantidad de agua que circula por los tubos, nos encontramos con la siguiente fórmula.

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{m}_g \cdot Cp_g \cdot (T_{4g} - T_{3s} - PP)}{h_{5s} - h_{3s}}$$

Con lo cual, el gasto másico del agua depende tanto del caudal de los gases de escape como del valor del Pinch Point. Así pues, al reducir el valor del Pinch Point conseguimos transferir más calor al agua y por lo tanto aumentar la eficiencia de nuestra planta.

En la siguiente gráfica se puede observar la disminución lineal del rendimiento si aumentamos el valor del Pinch Point respecto de su valor óptimo (3°C).

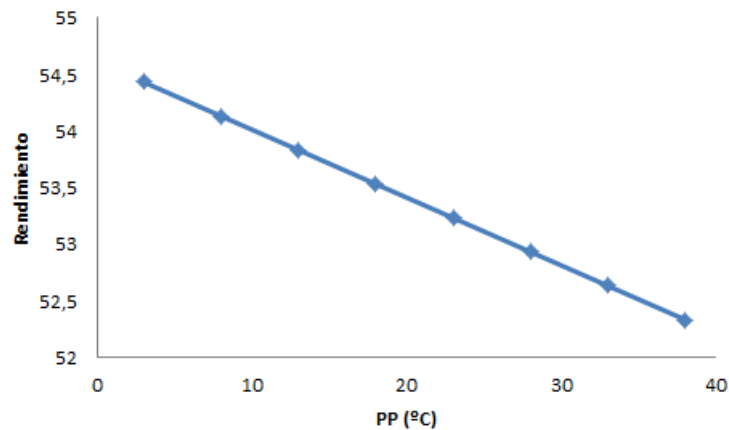


Figura 6.11 Pinch Point frente a rendimiento

Esto explica también que para el punto de coste mínimo el Pinch Point alcance prácticamente su valor máximo, ya que como hemos visto anteriormente costes y rendimiento son inversamente proporcionales.

Por otro lado, del mismo modo, para el punto de máximo rendimiento, la variable Approach Point alcanza también el punto mínimo posible dado nuestros límites (25°C). El Approach Point marca la diferencia entre la temperatura de entrada de los gases de escape al HRSG y la de salida del agua del mismo, por lo tanto, cuanto menor sea este valor, la transferencia de calor entre ambos habrá sido más efectiva, por lo tanto, alcanzamos mayor rendimiento. Otra forma de apreciar esta relación es tener en cuenta que, si disminuimos el Approach Point, la temperatura del vapor de agua en la entrada de la turbina será mayor, por lo tanto obtendremos mayor trabajo de la turbina, lo cual nos proporcionará también una mayor eficiencia. A continuación, se muestra la cantidad de trabajo que obtendríamos de la turbina si variáramos el Approach Point respecto de nuestro punto óptimo.

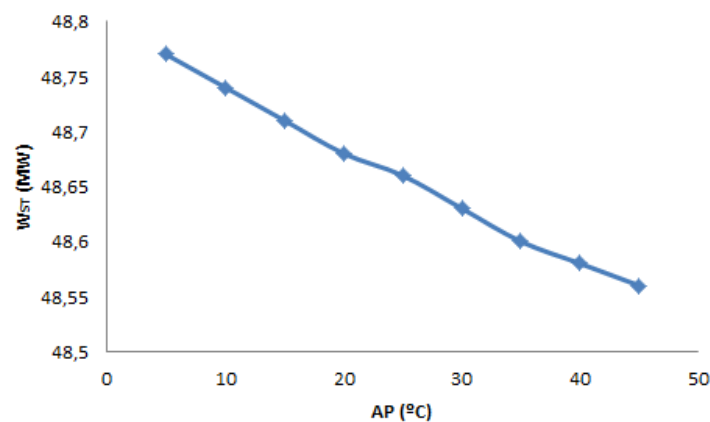


Figura 6.12 Approach Point frente a trabajo obtenido

Por último, la presión del agua tras ser bombeada alcanza el valor de 34.44 bar para el punto de máximo rendimiento. Cuanto mayor sea el valor de esta presión, menor será el calor necesario para cambiar de fase el agua, lo cual es más beneficioso a la hora de trabajar. Sin embargo, para el punto de máximo rendimiento no se alcanza un valor mayor debido a las limitaciones que hemos impuesto en el último escalón de la turbina, en el cual debe aparecer un título de vapor mayor del 84%. Ya que cuanto mayor sea el valor de esta presión, menor será el título de vapor.

7. HRSG CON DOS NIVELES DE PRESIÓN

7.1 DESCRIPCIÓN

El diagrama de una central de ciclo combinado con un HRSG con dos niveles de presión se muestra a continuación.

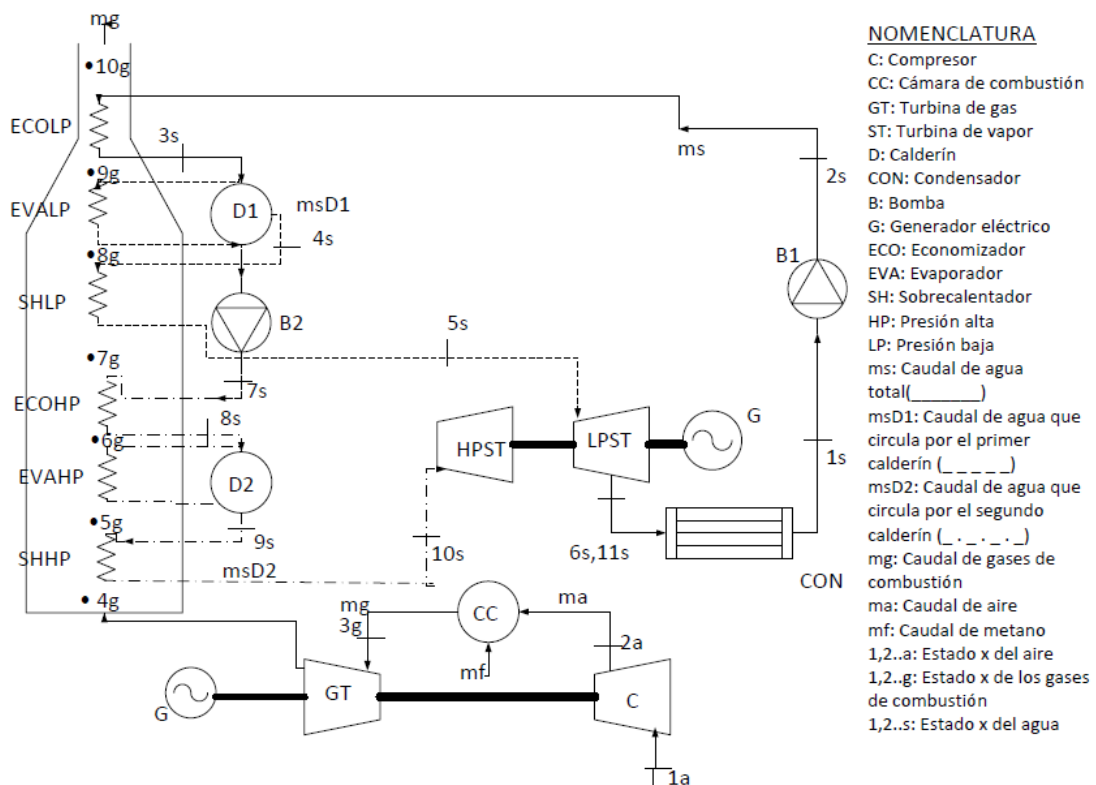


Figura 7.1 Diagrama del ciclo (2np)

Como podemos observar, la turbina de gas tiene el mismo esquema que en el ciclo combinado simple, la variación en este ciclo se produce porque se realiza una extracción antes del primer calderín, así pues, el camino que sigue el agua en el ciclo Rankine es el siguiente:

El agua sale del condensador como líquido saturado (1s), después se comprime en la bomba hasta alcanzar lo que conocemos como baja presión del ciclo (P_{LP}). Tras esto se dirige al primer economizador (ECOLP), alcanzando el estado de nuevo de líquido saturado (3s). En este punto se produce la extracción, y lo que conocemos como gasto másico de agua que atraviesa el primer calderín (\dot{m}_{sD1}), se dirige hacia el evaporador de baja presión (EVALP), cambiando así de fase líquida a vapor (4s) para

posteriormente sobrecalentarse en el sobrecalentador de baja presión (SHLP) (5s) y, por último, expandirse en la turbina de menor presión, situándose en el estado 6s.

Por otro lado, la corriente principal (\dot{m}_{sD2}), se bombea hasta la presión alta del ciclo, conocida como P_{HP} (7s), acto seguido, se introduce en el segundo economizador del ciclo (ECOHP), llegando así, a la situación de líquido saturado (8s) y, tras recorrer el evaporador de alta presión (EVAHP), el agua líquida pasa a vapor saturado (9s), y tras esto, se calienta hasta T_{10s} . En estas condiciones el agua se expande hasta el estado 11s, para posteriormente unirse de nuevo al caudal de agua de la extracción, pasar por el condensador y cerrar el ciclo.

Tal y como ocurría en el HRSG de un nivel de presión, los gases de escape de la turbina de gas salen a temperatura T_{4g} , y van enfriándose según va transfiriendo calor al agua del ciclo Rankine, hasta que finalmente abandona la chimenea a temperatura T_{10g} .

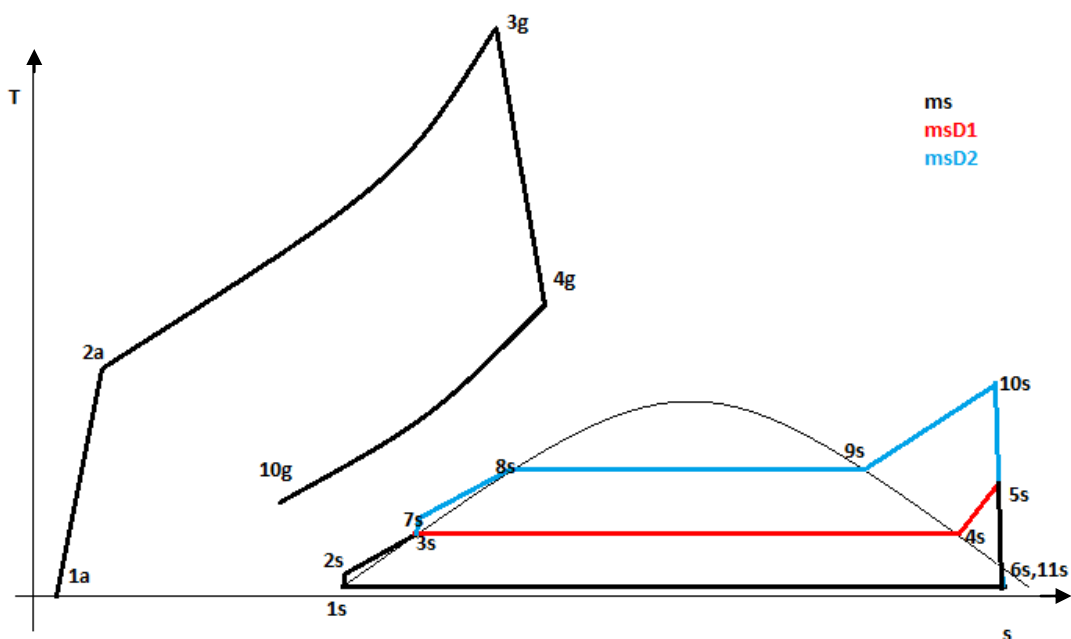


Figura 7.2 Diagrama T-s (2np)

7.2 VARIABLES

Del mismo modo que para el HRSG de un nivel de presión, las variables que se escogen para la optimización son las termodinámicas de diseño del HRSG, en este caso al tener dos niveles de presión tenemos el doble de variables, por lo tanto se adjunta el siguiente diagrama Q-T, en el cual, se pueden observar con claridad en qué consisten las distintas variables.

De la misma forma que para un nivel de presión, aparte de las variables relacionadas con la temperatura, tenemos las otras dos, relacionadas con las presiones (P_{LP} y P_{HP}).

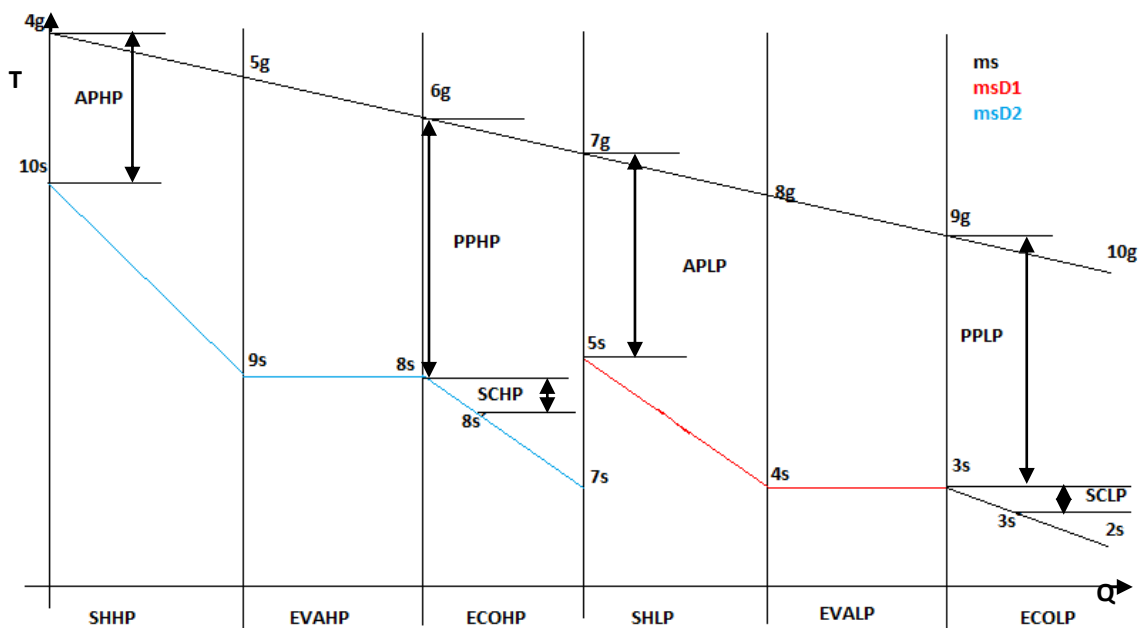


Figura 7.3 Diagrama Q-T (2np)

Y los límites establecidos para las variables son los siguientes:

Límites	Inferior	Superior
P_{HP} (bar)	50	100
PP_{HP} (°C)	5	17
AP_{HP} (°C)	40	80
SC_{HP} (°C)	3	20
P_{LP} (bar)	3	12
PP_{LP} (°C)	3	15
AP_{LP} (°C)	20	95
SC_{LP} (°C)	3	15

Tabla 7.1 Límites de las variables (2np)

7.3 HIPÓTESIS Y RESTRICCIONES

En esta configuración no se ha incluido el apartado de resolución de ciclo Brayton, puesto que, la turbina de gas sigue siendo la misma, por lo tanto los datos de entrada son los mismos. El único cambio en las hipótesis se sitúa en la parte económica, en las cuales cambia un dato de entrada, el coste fijo por kW instalado. Puesto que en este momento nos encontramos ante una tecnología más avanzada, se ha estimado que el coste por inversión fijo se sitúa en 600 €/kW instalado.

Por otro lado, las restricciones siguen siendo exactamente las mismas, el único cambio a la hora de la programación es que debemos incluir dos títulos de vapor que deben situarse por encima del 84%, el resultante de expandir el vapor de alta presión y el de baja.

Así pues, el proceso para crear las funciones sigue siendo el mismo, gracias a las hipótesis señaladas en la configuración de un nivel de presión, vamos estado por el estado del agua, resolviendo las presiones, temperaturas y entalpías que podamos con los datos de ese momento, para posteriormente realizar un balance de energía en el Pinch Point para despejar el gasto másico de agua y terminar de hallar las temperaturas del gas en los distintos puntos del HRSG. Tal y como se ha hecho para un nivel de presión, este proceso seguido para la programación, se adjunta íntegramente en el anexo, en el que aparecen las distintas funciones introducidas en Matlab para ejecutar el algoritmo genético.

7.4 PROCESO DE OPTIMIZACIÓN

A continuación se procede a la monitorización del proceso seguido por el algoritmo genético para encontrar el óptimo respecto a la eficiencia térmica, así como el punto de máximo ahorro dentro de las limitaciones expuestas. De nuevo se recuerda que, todas las funciones empleadas en la herramienta de Matlab, quedan escritas íntegramente en el anexo.

7.4.1 EFICIENCIA TÉRMICA COMO OBJETIVO

La siguiente figura nos muestra la evolución del valor fitness de la población a lo largo de las sucesivas generaciones:

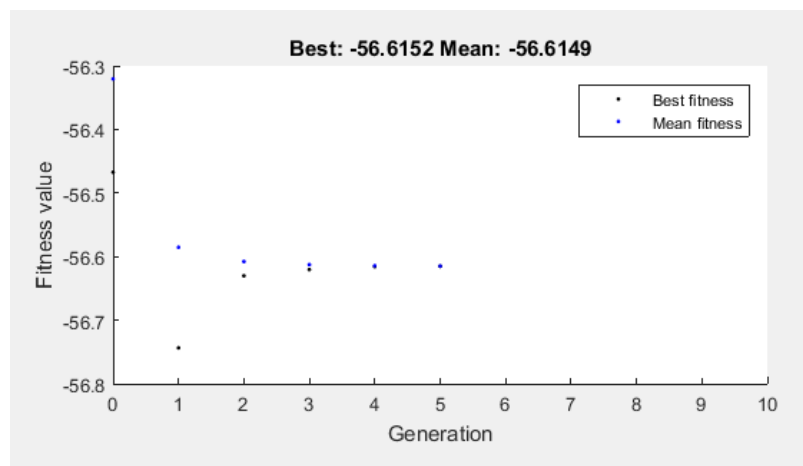


Figura 7.4 Evolución del rendimiento por generaciones (2np)

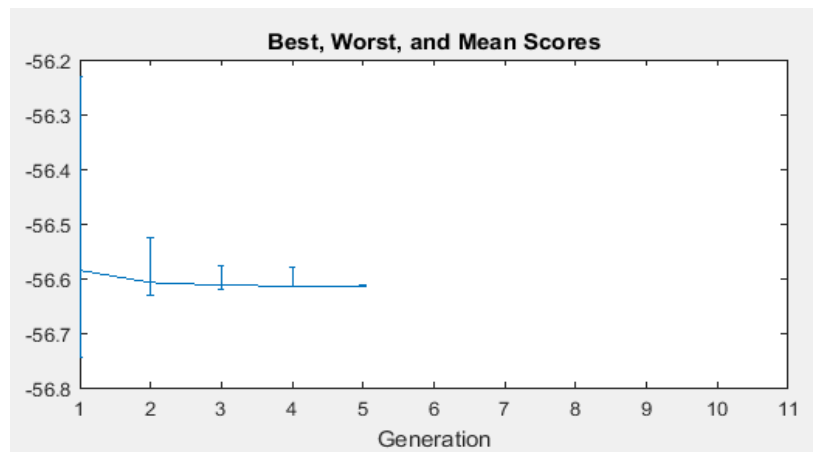


Figura 7.5 Variedad en las sucesivas generaciones (2np)

Al igual que para un nivel de presión se puede ver un alcance rápido del rendimiento máximo, en la generación 5, en el siguiente apartado evaluaremos los resultados para afirmar que efectivamente, no nos encontramos ante una convergencia prematura del algoritmo.

El hecho de encontrar este resultado tan rápido se debe a que muchos de los valores de las variables que maximizan el rendimiento se encuentran en valores límites que hemos establecido. Ya que cuando el algoritmo se aleja de estos valores comprueba que efectivamente el rendimiento disminuye. Además de los valores límites en las variables también hay que tener en cuenta las restricciones establecidas, puesto que si por ejemplo, nos encontramos en una combinación de variables con un rendimiento superior al rendimiento que domina en ese momento en la población pero que

provoca, por ejemplo, una temperatura de los gases de escape menor que la establecida, se aplica la penalización correspondiente y ese valor no prospera en las generaciones. Así pues, la siguiente figura nos muestra que cuando el algoritmo ha intentado converger hacia unos valores más altos del rendimiento existentes en la población, se produce una violación de las restricciones, por eso, en la última generación nos encontrábamos ante una población prácticamente homogénea, en la que el valor óptimo incumple las restricciones con un valor prácticamente despreciable.

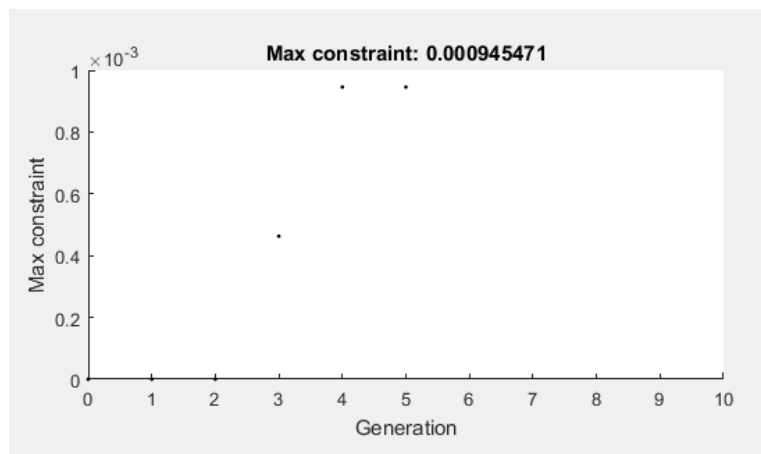


Figura 7.6 Desviaciones negativas respecto a las restricciones por generaciones (2np)

Respecto a los criterios de parada, ya que tan solo hemos agotado 5 generaciones, no ha existido el tiempo ni las generaciones suficientes para llegar a los denominados, puntos de parada, el único criterio que aparece más agotado es el del número de generaciones, puesto que para una monitorización más clara, y a sabiendas de que el número de generaciones se encontraba entre 4 y 6, se estableció en 10.

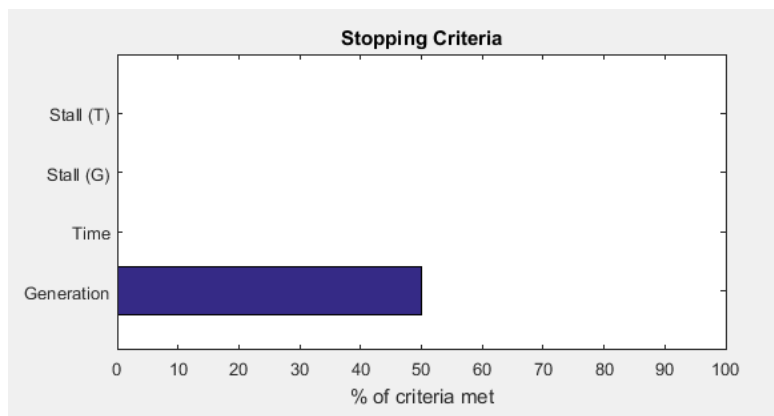


Figura 7.7 Criterios de parada cumplidos (2np)

7.4.2 COSTES TOTALES ANUALES COMO OBJETIVO

La siguiente imagen nos muestra como el algoritmo genético funciona de forma análoga, tanto para conseguir el rendimiento máximo, como para conseguir unos costes mínimos.

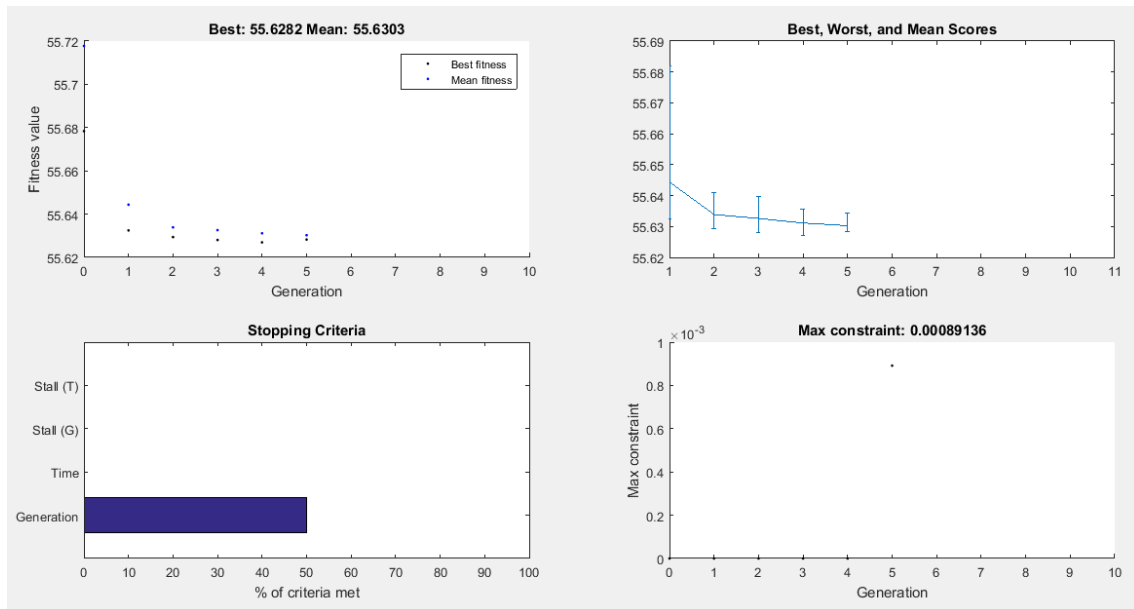


Figura 7.8 Costes totales anuales como objetivo (2np)

7.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Tal y como se ha procedido para un nivel de presión y tal y como se va a proceder para las demás configuraciones, tras monitorizar el proceso seguido por Matlab tras la ejecución del algoritmo genético, se procede a una evaluación de los resultados, simplemente para comprobar que son correctos y así posteriormente, tras haber evaluado todas las configuraciones por separado, realizar una comparativa entre ellas para establecer el HRSG más adecuado para nuestra turbina de gas.

Parámetros	RENDIMIENTO MÁXIMO	COSTE MÍNIMO
η	56.62	55.64
Coste total (M€/año)	55.76	55.63
P_{HP} (bar)	60.21	50*
PP_{HP} (°C)	5*	16.96
AP_{HP} (°C)	40*	65.4
SC_{HP} (°C)	7.29	19.83
P_{LP} (bar)	3.4	6.18
PP_{LP} (°C)	3*	14.93*
AP_{LP} (°C)	20*	23
SC_{LP} (°C)	6.311	14.95*
*Indica que prácticamente se ha alcanzado un límite establecido		

Tabla 7.2 Resultados de la ejecución del algoritmo genético (2np)

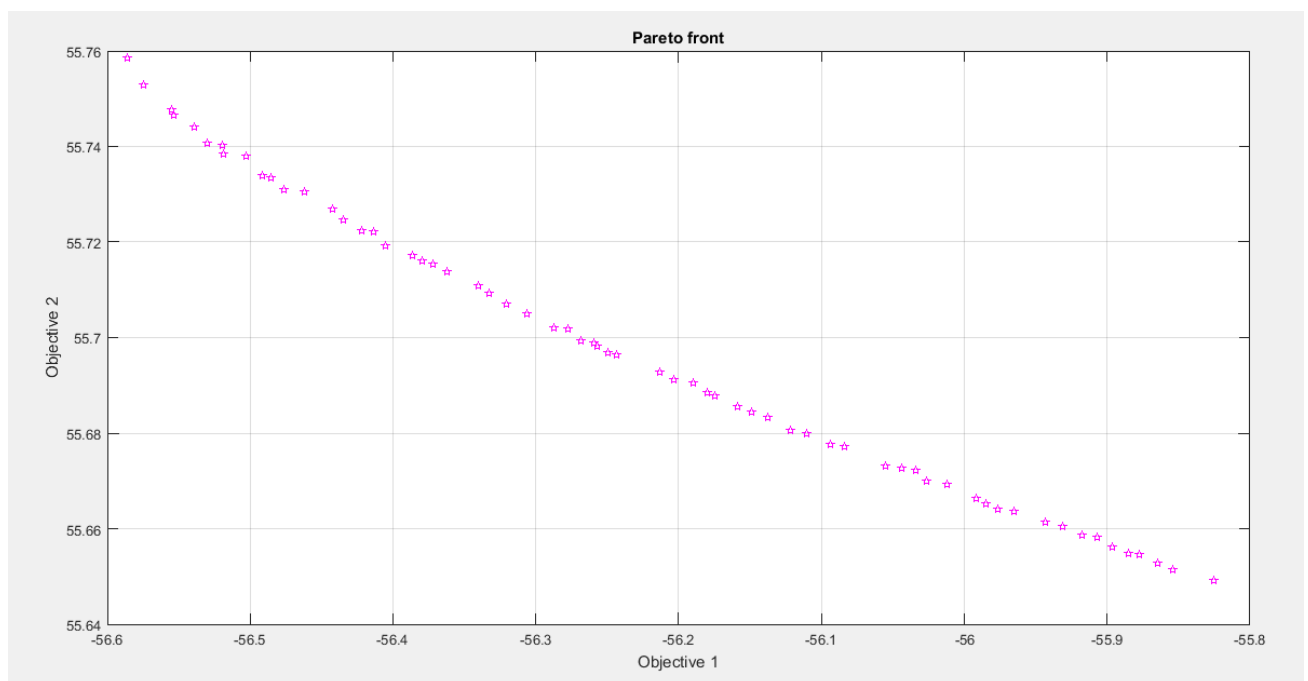


Figura 7.9 Frontera de Pareto costes vs rendimiento (2np)

En este caso poseemos el doble de variables que para un nivel de presión, sin embargo, como podemos observar, siguiendo los comentarios acorde a un nivel de presión, podemos afirmar que a simple vista, el algoritmo se ha vuelto a comportar correctamente y no ha convergido en un mínimo global, ya que para el punto de rendimiento máximo, todos los parámetros que muestran diferencias entre temperaturas del gas y del agua en diferentes puntos (AP y PP), ya sea para la presión baja o alta se encuentran en el valor mínimo. Realmente este hecho tiene un sentido fácilmente comprensible, al encontrarse el agua a temperaturas más cercanas a las de los gases, la transferencia de calor se estará realizando de mejor forma y por lo tanto

el rendimiento que estamos alcanzando aumentará. Además, el hecho de que se produzca en ambos niveles de presión, quiere decir que siempre se intenta conseguir la máxima temperatura tanto en la turbina de alta como la de baja, para poder extraer un trabajo mayor.

En las siguientes figuras observaremos como se comportaría el rendimiento de nuestro ciclo si aumentáramos el valor de estos parámetros, tanto para la presión alta del ciclo, como para la baja.

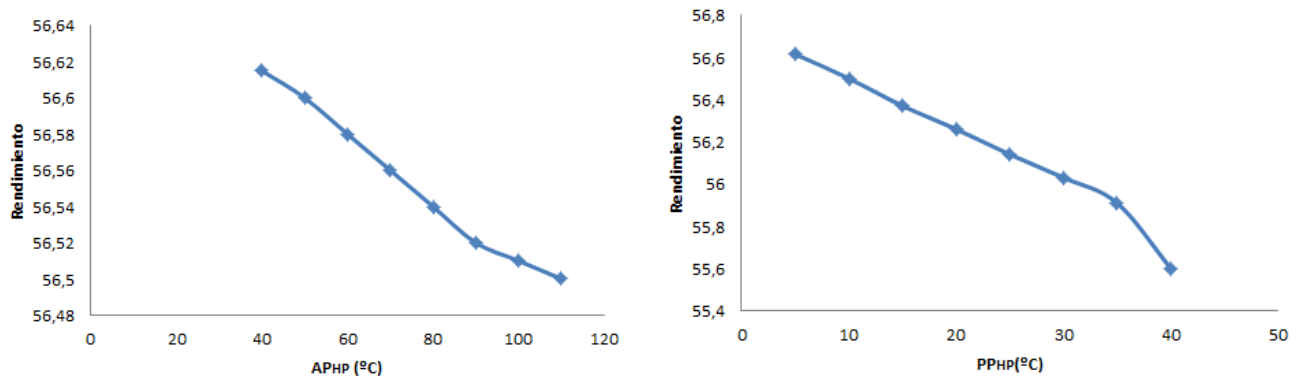


Figura 7.10 Rendimiento frente PP_{HP} y AP_{HP}

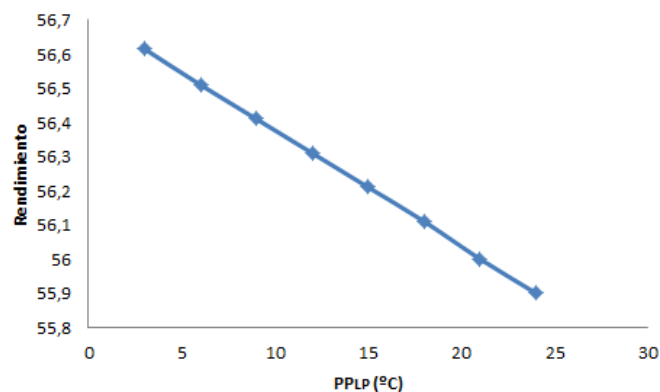


Figura 7.11 Rendimiento frente a PP_{LP}

Como podemos observar, el rendimiento disminuye según aumentamos estos parámetros, además, podemos añadir que el rendimiento es más sensible al parámetro del Pinch Point. Sin embargo, el Approach Point tiene una mayor repercusión en el título de vapor, una de las restricciones del problema, la cual hemos situado en un mínimo del 84%, de hecho, ha sido imposible representar gráficamente el AP_{LP} frente a rendimiento porque al mantener todas las variables constantes y variar este parámetro al llegar al valor de 60°C la función devolvía números imaginarios y daba error. Esto también nos ayuda a justificar la rápida convergencia del algoritmo, puesto que se encuentra limitado por variables termodinámicas, aunque el rendimiento que nos ha proporcionado es el máximo, dentro de su corto campo de actuación. Este hecho también explica que aunque el rendimiento y el coste van en

detrimento uno del otro, para el punto de coste mínimo, el algoritmo no ha podido alcanzar los valores máximos.

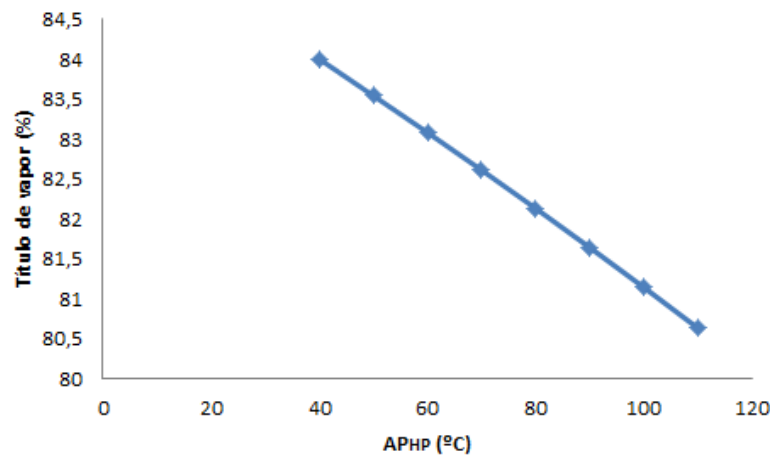


Figura 7.12 AP_{HP} frente a título de vapor a la salida de la turbina

Por último, respecto a la presión, nos encontramos frente al mismo problema que para un nivel de presión. Cuanto mayor es la presión de trabajo, necesitamos menos energía para cambiar de fase el agua y por tanto aumentamos el rendimiento, sin embargo, a la hora de expandir obtenemos un título de vapor por debajo del límite formándose gotas de agua condensada en la turbina. La siguiente imagen nos muestra que sucedería si aumentáramos nuestra presión desde el punto óptimo de diseño hasta el límite superior establecido.

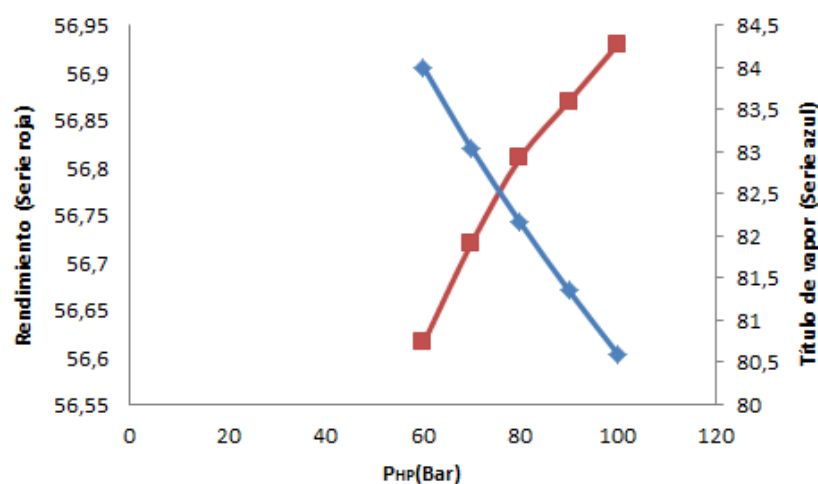


Figura 7.13 Presión frente a rendimiento y título de vapor

8. HRSG CON DOS NIVELES DE PRESIÓN + RECALENTAMIENTO

8.1 DESCRIPCIÓN

El diagrama de proceso de una central de ciclo combinado con un HRSG con dos niveles de presión es el siguiente:

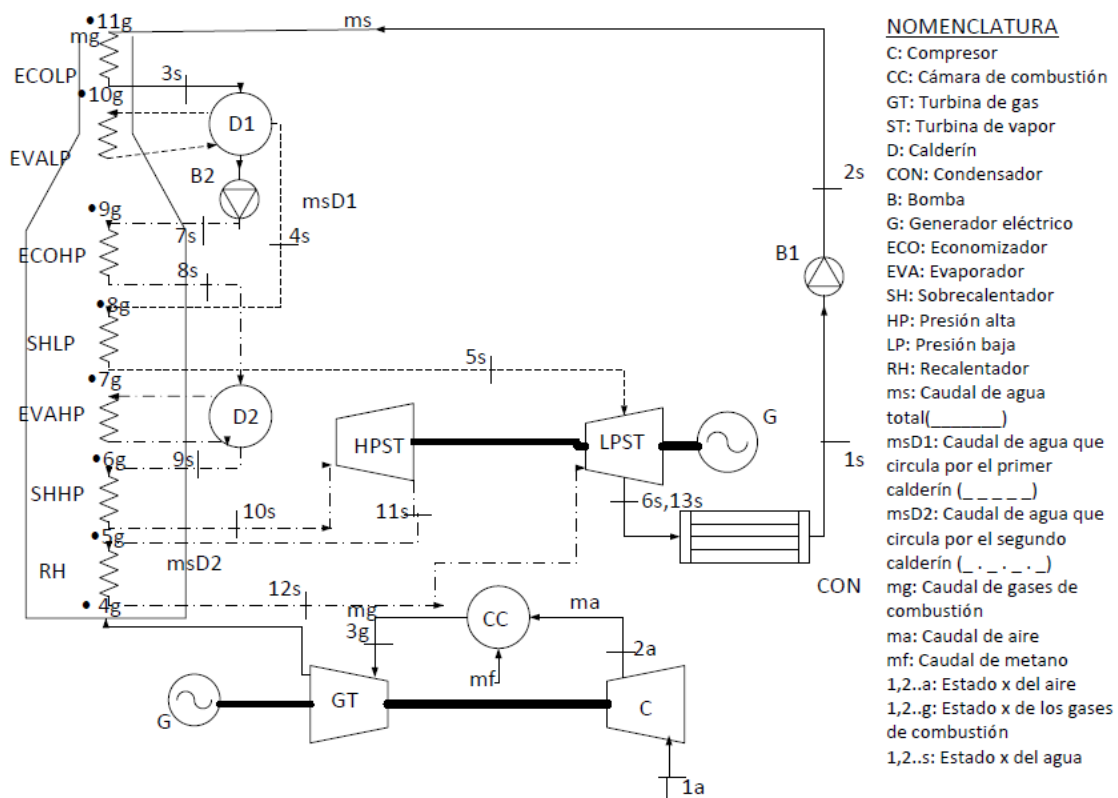


Figura 8.1 Diagrama del ciclo (2np+rec)

Tal y como podemos observar en el diagrama, el proceso es el mismo que con dos niveles de presión salvo dos excepciones.

Como el nombre de la configuración indica, en la caldera recuperadora, aparece un nuevo elemento conocido como recalentador. El agua, que en vez de expandirse de una sola vez desde el estado 10s, se expande hasta alcanzar el estado 11s y después, en este espacio de la caldera, se vuelve a calentar hasta 12s.

Por otro lado, teniendo en cuenta, que el gas va a perder calor disponible en el recalentador, desde el punto de vista del recorrido de los gases, se cambia el orden del sobrecalentador de baja presión (SHLP) y del economizador de alta presión (ECOHP), para así conseguir una temperatura mayor en el agua de baja presión y poder obtener un mayor trabajo en la turbina.

Por lo tanto la apariencia que tendrá el diagrama T-s del ciclo con esta configuración, será el siguiente:

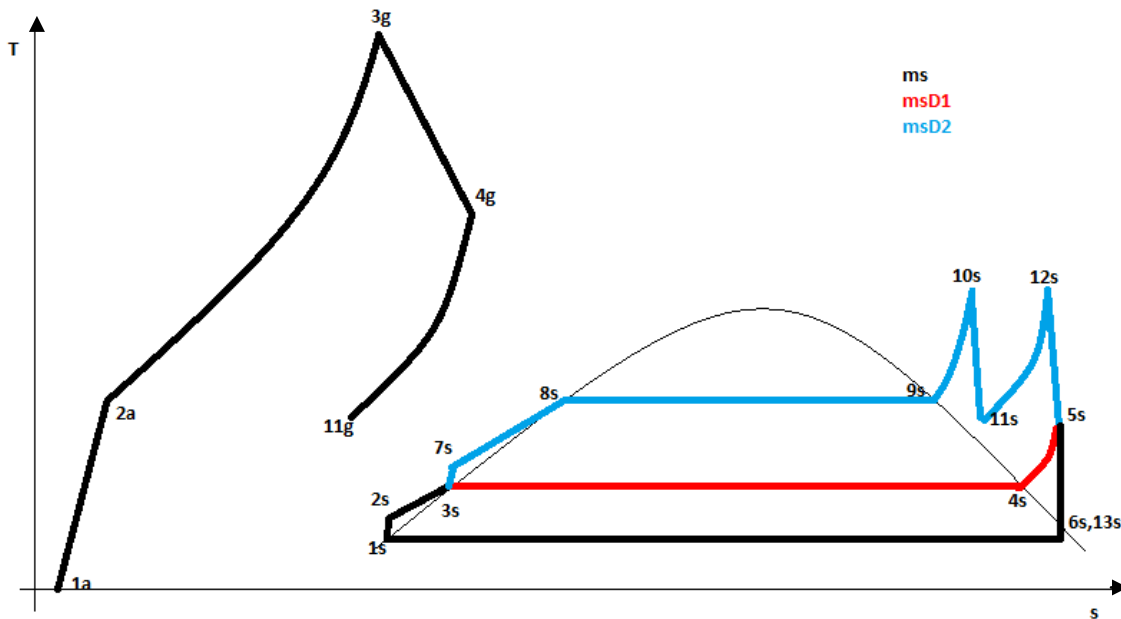


Figura 8.2 Diagrama T-s (2np+rec)

8.2 VARIABLES

Las variables para este problema son las mismas que para la configuración sin recalentamiento, sin embargo, aparecen otros límites para la ejecución del algoritmo tal y como muestra la siguiente tabla:

Límites	Superior	Inferior
P_{LP} (bar)	40	70
PP_{LP} (°C)	5	17
AP_{LP} (°C)	10	50
SC_{LP} (°C)	4	20
P_{HP} (bar)	5	20
PP_{HP} (°C)	5	20
AP_{HP} (°C)	15	80
SC_{HP} (°C)	4	30

Tabla 8.1 Límites de las variables (2np+rec)

Además, aunque en efecto, las variables son las mismas, en el diagrama Q-T aparecen en puntos distintos al de dos niveles de presión sin recalentamiento, debido a la configuración del HRSG.

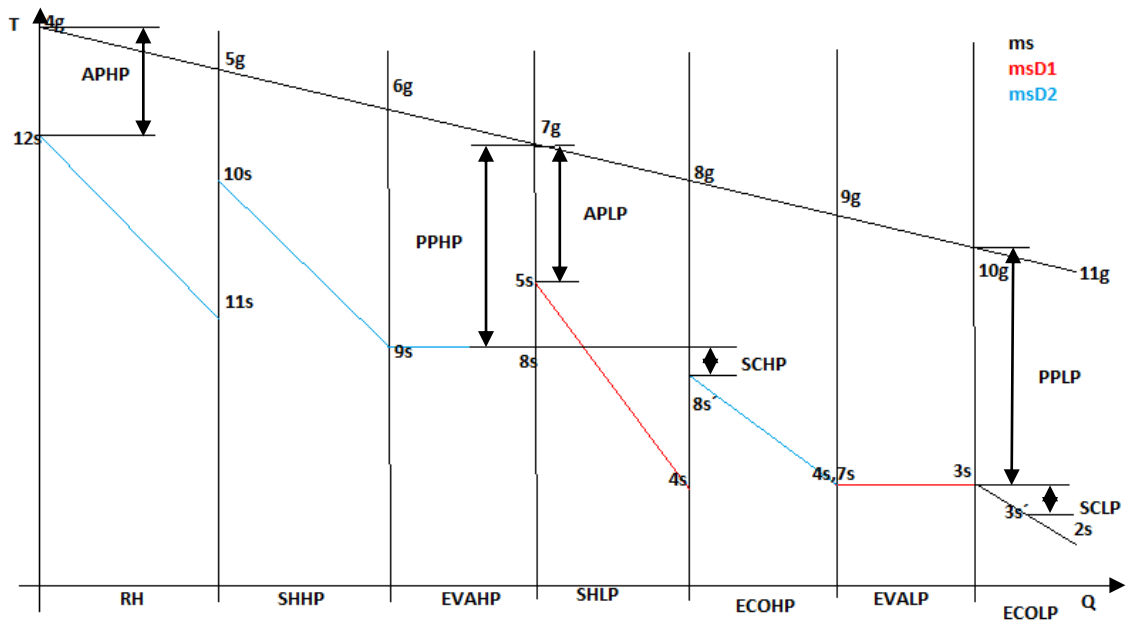


Figura 8.3 Diagrama Q-T

8.3 HIPÓTESIS Y RESTRICCIONES

Respecto a este apartado, tanto las hipótesis como las restricciones de la configuración anterior se mantienen, simplemente merece la pena destacar algunas adicciones que se han realizado a la lista de hipótesis, ya que debido a que aparece el recalentamiento, nos vemos obligados a fijar dos valores más para ser capaces de despejar todos los demás parámetros del ciclo en función de nuestras variables, que constituirán la función Fitness del algoritmo.

De nuevo para fijar estas hipótesis nos hemos apoyado en diferentes resultados de otros diseños (18) (19). La relación de presiones entre la salida del sobrecalentador de alta y el recalentador, es decir $\frac{P_{11s}}{P_{10s}}$, la cual hemos denominado α en nuestra función de Matlab, tiene un valor de 0.3.

Además, debido a que nuestra turbina de gas no aguanta temperaturas demasiado alta y por lo tanto los gases de escape tienen una temperatura relativamente baja. Nuestra situación real se escapa de la situación idílica de que, tanto la temperatura del agua tras el recalentamiento y tras el sobrecalentamiento sea la misma. Con lo cual hemos establecido la igualdad $T_{10s} = 0.93 \cdot T_{12s}$.

8.4 PROCESO DE OPTIMIZACIÓN

Del mismo modo que en las anteriores configuraciones, se procede a la monitorización del proceso de optimización, marcando como objetivo tanto la eficiencia térmica, como los costes. Para después, extraer los resultados y comentarlos para confirmar su veracidad, para de esta forma, tener los criterios suficientes para la elección del óptimo final.

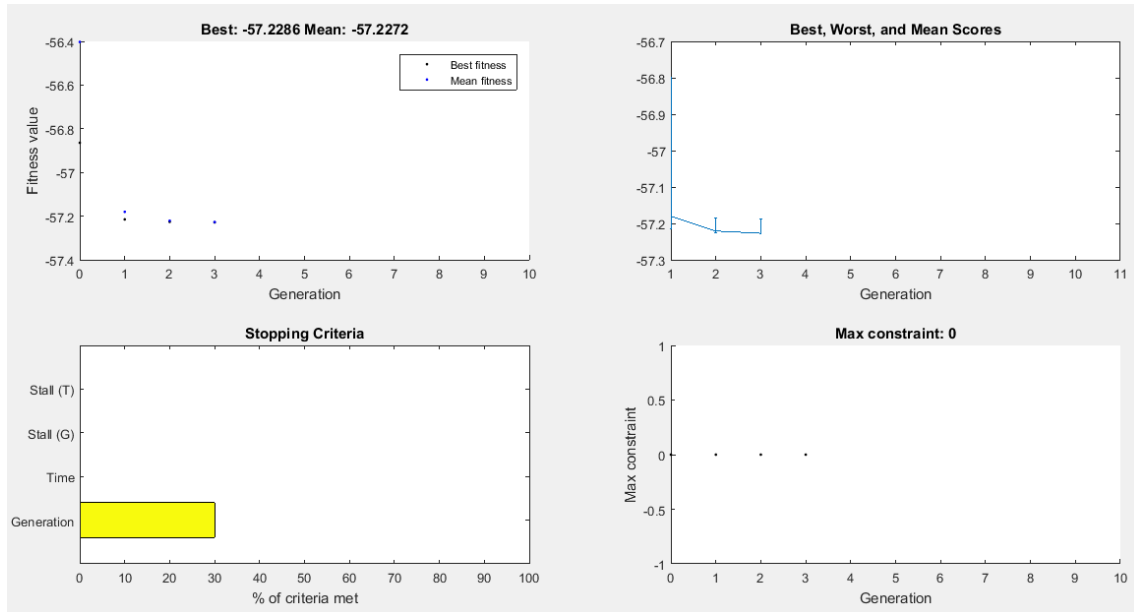


Figura 8.4 Eficiencia térmica como objetivo (2np+rec)

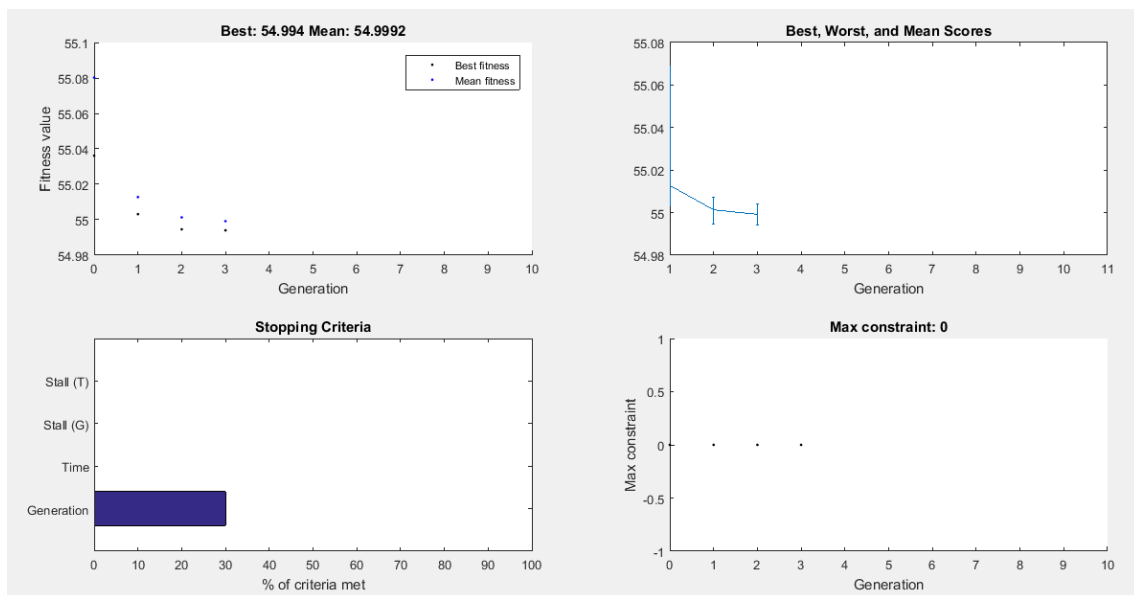


Figura 8.5 Minimizar costes como objetivo (2np+rec)

Como podemos observar, las figuras son similares a los otros dos niveles de presión, el proceso es básicamente el mismo, simplemente destacar que incluso en esta configuración se consigue una convergencia aún más prematura debido al recalentamiento, ya que como veremos posteriormente cuando analicemos los resultados, esta parte de las calderas nos permite más libertad con la variable de la presión sin incumplir el título de vapor a la salida de la turbina. Por tanto, el algoritmo encuentra el máximo nada más ejecutarse, ya que se encuentra en el límite de prácticamente todas las variables y si se intenta alejar de este valor que proporciona la población inicial, se produce un empeoramiento del objetivo.

Si ejecutamos la función con la herramienta de algoritmo multiobjetivo, obtenemos la siguiente frontera de Pareto.

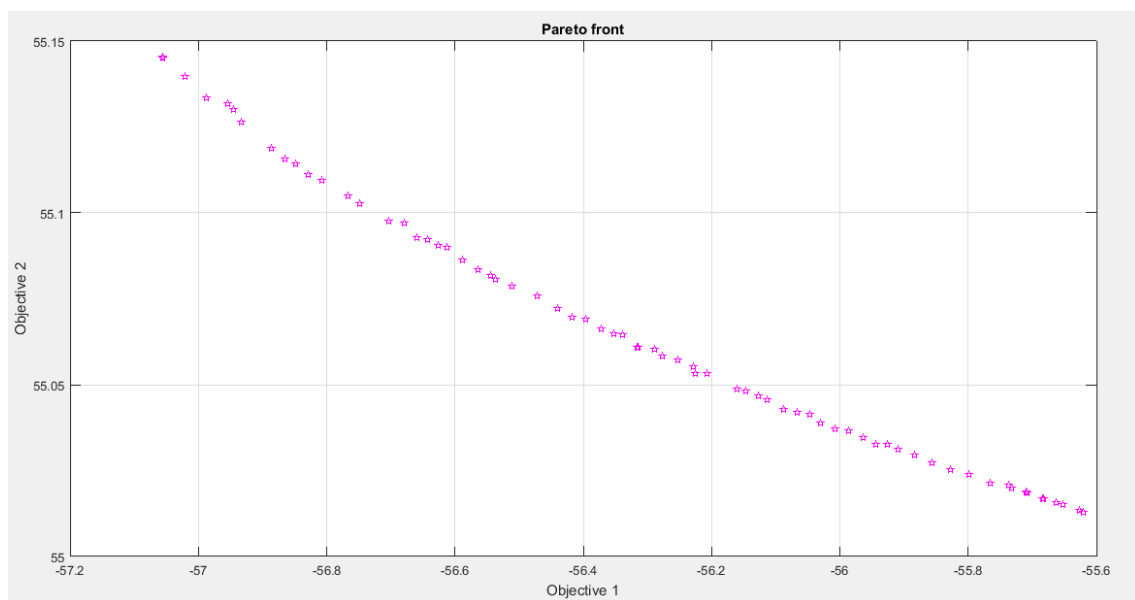


Figura 8.6 Frontera de Pareto costes vs eficiencia térmica (2np+rec)

8.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Parámetro	RENDIMIENTO MÁXIMO	COSTE MÍNIMO
η	57.23	55.36
Coste total (M€/año)	55.17	55
P_{HP} (bar)	69.98*	40.13*
PP_{HP} (°C)	5*	16.88*
AP_{HP} (°C)	10.11*	49.718*
SC_{HP} (°C)	19.99*	4.219*
P_{LP} (bar)	5*	9.009
PP_{LP} (°C)	5*	19.971*
AP_{LP} (°C)	15*	22.512
SC_{LP} (°C)	27.425	29.528
*Significa que prácticamente se ha alcanzado un límite de variable		

Tabla 8.2 Resultados

Atendiendo a las explicaciones de los apartados anteriores podemos observar como los resultados siguen la misma lógica.

La presión tiende a subir lo máximo posible para aumentar el rendimiento, en el apartado anterior esto no era posible debido a que infringíamos la restricción de introducirnos en la campana de saturación con un título de vapor por debajo del 84%. Sin embargo, en este caso, podríamos incluso seguir aumentando la presión, pues seguiríamos aumentando el rendimiento sin infringir esta restricción, sin embargo, existe la limitación técnica que establece este límite en 70 bares.

Por otro lado, de nuevo los valores de Approach Point y de Pinch Point tienden a ser los más bajos posibles para conseguir el mayor rendimiento, tal y como se ha demostrado en los anteriores apartados.

Como se mencionó anteriormente, la función del subcooling es la de evitar la formación de burbujas en el economizador, por lo tanto lo más importante es que se encuentre dentro de los límites de diseño establecidos.

Por ejemplo, podemos observar como un cambio en el subcooling de baja presión respecto al punto de diseño no supone variaciones en el rendimiento óptimo.

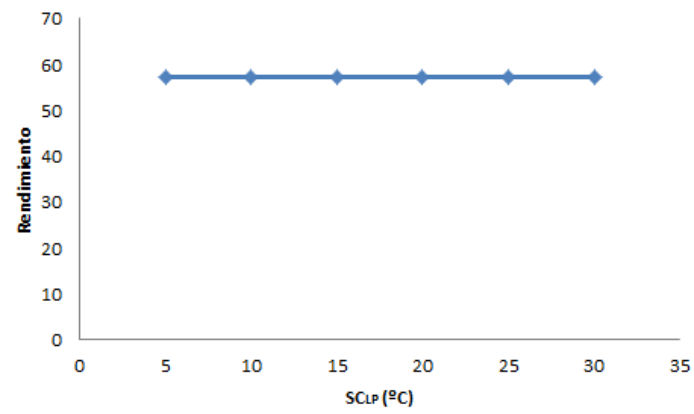


Figura 8.7 SC_{LP} frente a rendimiento.

9. HRSG CON TRES NIVELES DE PRESIÓN + RECALENTAMIENTO

9.1 DESCRIPCIÓN

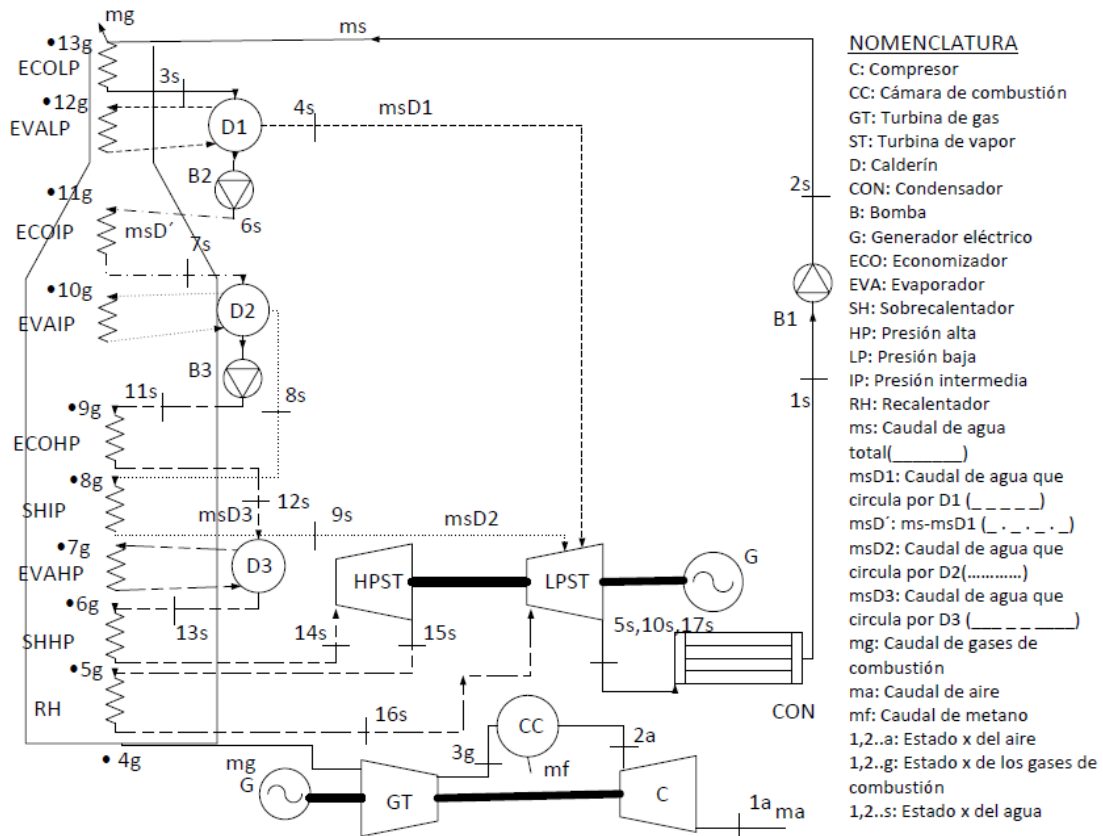


Figura 9.1 Diagrama de proceso (3np+rec)

Como su nombre indica, en esta configuración aparece un tercer nivel de presión extra respecto a las dos anteriores, conocido como presión intermedia.

El gasto másico de agua total entra al HRSG a través del economizador de baja presión (ECOLP), tras haber sido bombeado por la primera bomba del ciclo (estado 2s). Tras atravesar el economizador (estado de líquido saturado 3s), cierta cantidad de agua se extrae del total ($msD1$), que se convierte a fase vapor en el evaporador de baja presión (EVALP), para posteriormente expandirse desde la presión 4s a la presión 5s. El resto del agua msD' sigue su camino aumentando su presión hasta la intermedia del ciclo, gracias a la segunda bomba, P_{6s} . Así pues se repite el proceso anterior, convirtiéndose el agua de nuevo en líquido saturado (7s) calentándose en el economizador de presión intermedia (ECOIP) y realizándose una nueva extracción ($msD2$), que pasa a convertirse en vapor saturado en el evaporador de presión intermedia (EVAIP), una vez aquí, la masa de agua extraída se calienta desde T_{8s} a T_{9s} , convirtiéndose así en vapor

sobrecalentado, gracias a la acción del sobrecalentador de presión intermedia (SHIP). Por último, esta agua extraída, se expande en la turbina hasta la presión inicial P_{10s} .

Por otro lado, el caudal principal del ciclo (msD3), sigue un camino análogo al que realizó msD2, se bombea hasta la presión alta, atraviesa el economizador de alta (ECOHP), el evaporador de alta (EVAHP) y el sobrecalentador de alta (SHHP) respectivamente, con esta presión y temperatura (estado 14s), se expande hasta 15s, para posteriormente volverse a calentar hasta T_{16s} en el recalentador. Finalmente se expande hasta la presión inicial P_{17s} .

Posteriormente, de nuevo el caudal completo de agua del ciclo, atraviesa el condensador, para repetir sus propiedades iniciales (estado 1s), cerrándose de este modo el ciclo.

El camino que recorren los gases de escape desde su temperatura de escape T_{4g} , con el objetivo de ir aprovechando su mayor energía desde el punto justo en el que abandona la turbina de gas es el siguiente, RH-SHHP-EVAHP-SHIP-ECOHP-EVAIP-ECOIP-EVALP-ECOLP.

Además el diagrama T-s para esta configuración tendrá la siguiente forma:

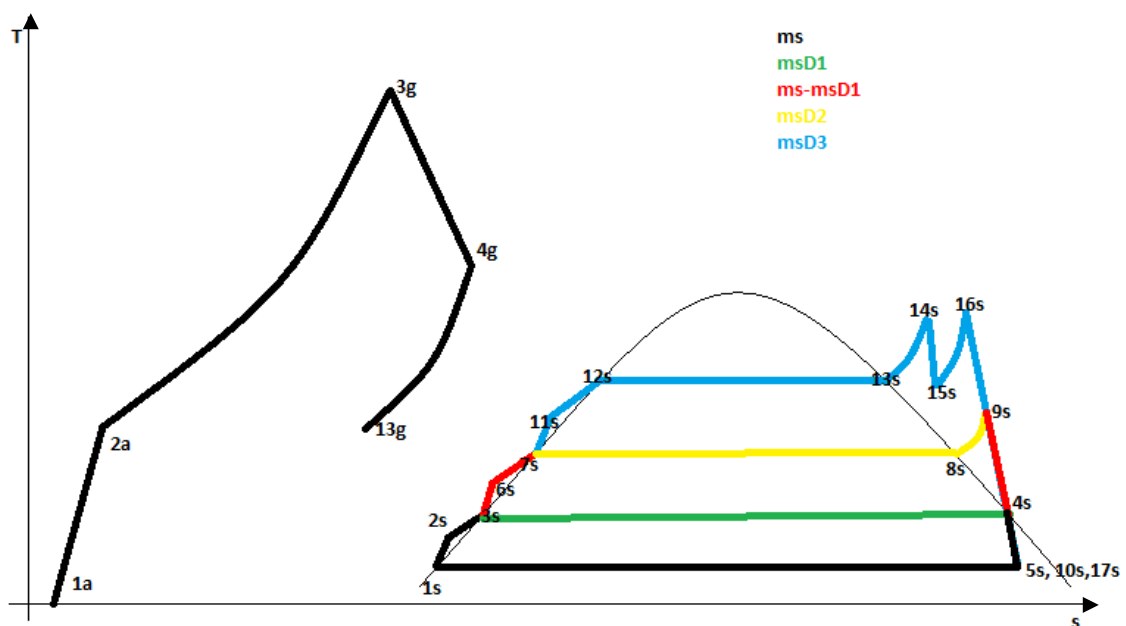


Figura 9.2 Diagrama T-s

9.2 VARIABLES

Debido al nivel de presión adicional y a la aparición de un economizador y un evaporador extras, nos encontramos con 3 variables más respecto a las configuraciones de 2 niveles de presión, es decir, con 11 variables, además, están establecidas por los siguientes límites de diseño.

Límites	Inferior	Superior
P_{HP} (bar)	100	160
PP_{HP} (°C)	3	15
AP_{HP} (°C)	40	70
SC_{HP} (°C)	3	15
P_{IP} (bar)	12	50
PP_{IP} (°C)	3	15
AP_{IP} (°C)	3	30
SC_{IP} (°C)	25	80
P_{LP} (bar)	2.5	10
PP_{LP} (°C)	3	10
SC_{LP} (°C)	3	10

Tabla 9.1 Variables y sus límites (3np+rec)

Las variables referentes a las temperaturas quedan representadas en el siguiente diagrama Q-T.

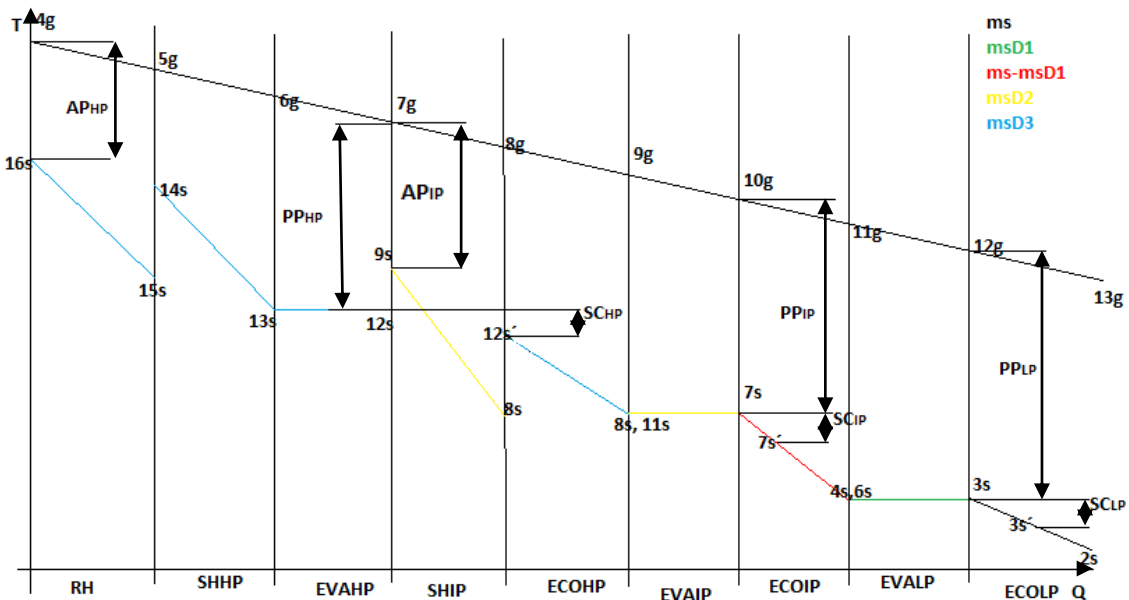


Figura 9.3 Diagrama Q-T (3np+rec)

9.3 HIPÓTESIS Y RESTRICCIONES

Este apartado es totalmente igual al perteneciente a la configuración de dos niveles de presión con recalentamiento. El único cambio se realiza en las hipótesis planteadas para el modelo económico, para el cual, ya que nos encontramos ante una tecnología más compleja, hemos empleado la suposición de 800 €/kW instalado en el apartado de coste fijo de amortización.

9.4 PROCESO DE OPTIMIZACIÓN

Al igual que en el resto de configuraciones, se procede a la monitorización de la actuación del algoritmo genético, tanto para conseguir la mayor eficiencia térmica, así como para un menor coste. También se representará la frontera de Pareto, correspondiente a la ejecución del algoritmo genético multiobjetivo, es decir, intentando optimizar ambos aspectos simultáneamente.

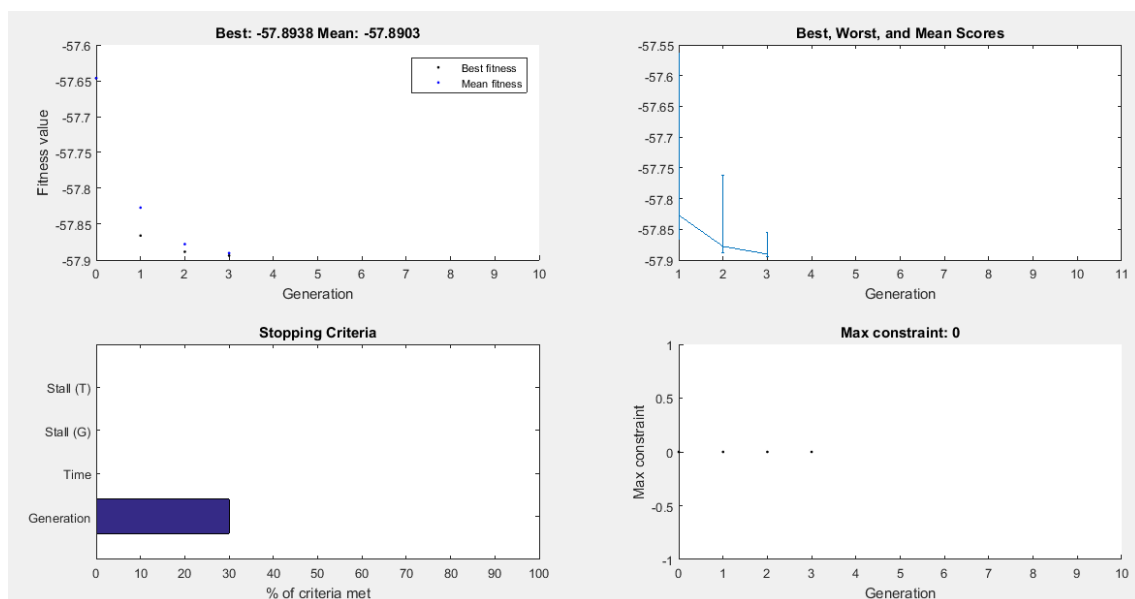


Figura 9.4 Eficiencia térmica como objetivo (3np+rec)

Como se puede observar el resultado de la optimización es el mismo que para las anteriores configuraciones, una convergencia rápida y poca mejora respecto al mejor valor Fitness de la población inicial. En el análisis de resultados podremos observar como la explicación es la misma que anteriormente, el óptimo se encuentra en el valor límite de la mayoría de las variables.

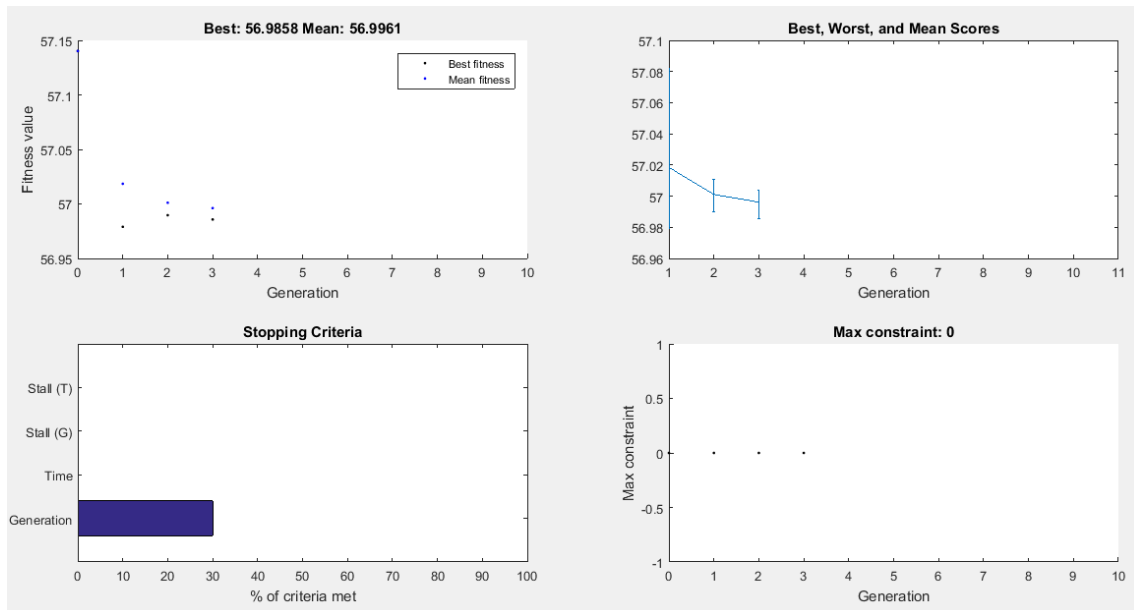


Figura 9.5 Costes como objetivo (3np+rec)

Además, si ejecutamos el algoritmo con ambos objetivos de forma simultánea, obtenemos la siguiente frontera de Pareto.

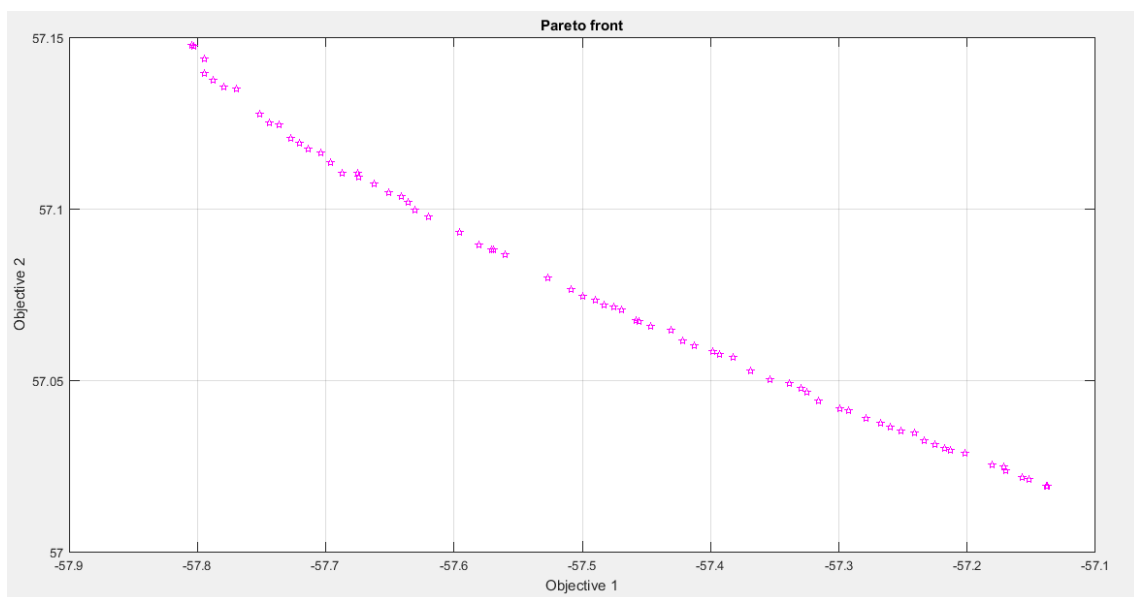


Figura 9.6 Frontera de Pareto (3np+rec)

9.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Tras realizar la ejecución del algoritmo, obtenemos los siguientes resultados:

Parámetros	RENDIMIENTO MÁXIMO	COSTE MÍNIMO
η	57.89	56.95
Coste total (M€/año)	57.15	57
P_{HP} (bar)	158.65*	100*
PP_{HP} (°C)	3*	14.92*
AP_{HP} (°C)	40*	70*
SC_{HP} (°C)	3*	3*
P_{IP} (bar)	18.86	12*
PP_{IP} (°C)	3*	14.89*
AP_{IP} (°C)	25*	40.1
SC_{IP} (°C)	29.83*	28.85
P_{LP} (bar)	2.5*	2.5*
PP_{LP} (°C)	3*	9.87*
SC_{LP} (°C)	4.5	9.71
*Significa que se ha alcanzado prácticamente el límite de la variable		

Tabla 9.2 Resultados de la optimización

Los resultados siguen las mismas reglas que en las anteriores configuraciones. Para conseguir mayor rendimiento, los parámetros referentes a las diferencias de temperaturas entre el gas y el agua (PP y AP), alcanzan los límites mínimos en el punto de máximo rendimiento.

Por otro lado, las presiones tienden a ser lo más altas posibles, gracias al recalentamiento, la presión más alta del ciclo puede alcanzar prácticamente el límite máximo (158.65 bar). Sin embargo, las presiones intermedia y baja se encuentran muy lejanas a sus límites máximos. Un aumento en estas presiones significaría un aumento en el rendimiento, pero nos encontraríamos por debajo del límite del título de vapor en el último escalón de la turbina permitido.

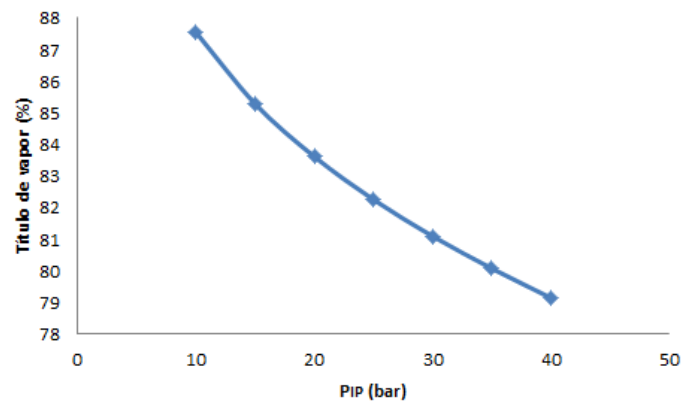


Figura 9.7 P_{IP} frente a título de vapor

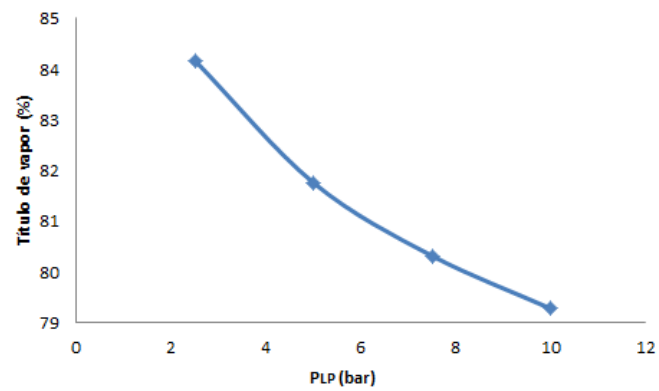


Figura 9.8 P_{LP} frente a título de vapor

10. COMPARACIÓN DE LAS DISTINTAS CONFIGURACIONES

Tras haber optimizado por separado nuestro HRSG en las distintas configuraciones, siempre teniendo en consideración la misma turbina de gas del diseño inicial, se procederá a recopilar en la siguiente tabla la información de las diferentes configuraciones para la elección del óptimo final. Para esta elección se van a incluir dos parámetros que no habíamos mencionado hasta este momento. Por un lado el beneficio anual, es decir, los ingresos anuales que nos proporciona la central menos los costes. Para llevar a cabo este cálculo hemos tenido en cuenta las siguientes suposiciones (25) (28).

-Número de horas anuales que funciona la central (D) = 7000 horas/año.

-Precio de venta de la electricidad (S) = 50€/MWh.

Por lo tanto, la fórmula que definirá los beneficios anuales (B) será la siguiente:

$$B \left(\frac{\text{€}}{\text{año}} \right) = S \left(\frac{\text{€}}{\text{MWh}} \right) \cdot W_{\text{neto}} (MW) \cdot D \left(\frac{h}{\text{año}} \right) - \text{Costes totales} \left(\frac{\text{€}}{\text{año}} \right)$$

Ingresos

Otro parámetro que aparecerá en la tabla comparativa será el coste de generación del MWh. Para ello se emplea la siguiente fórmula:

$$\text{Coste generación} \left(\frac{\text{€}}{\text{MWh}} \right) = \frac{\text{Coste total} \left(\frac{\text{€}}{\text{año}} \right)}{W_{\text{neto}} (MW) \cdot D \left(\frac{h}{\text{año}} \right)}$$

A la hora de la elección del óptimo se van a tener en cuenta estos parámetros en lugar de los del rendimiento y los costes anuales, ya que obviamente, obtener un mayor rendimiento sin una mayor recompensa económica no tiene sentido y además, tener la posibilidad de aumentar los costes aumentando por otro lado los beneficios compensará siempre.

Con lo cual, la principal misión de incluir los costes en el objetivo del algoritmo genético, no era otra más que tener otra comprobación más de que el algoritmo actuaba correctamente, puesto que un rendimiento mayor, va a exigir una tecnología superior y por tanto costes mayores, así pues, en los apartados anteriores hemos podido comprobar como el algoritmo genético actuaba justo al contrario cuando buscaba un coste mínimo y cuando buscaba la mayor eficiencia térmica.

Configuración	1np		2np		2np + rec		3np + rec	
Modelo	$\eta_{\text{máx}}$	Cost _{mín}	$\eta_{\text{máx}}$	Cost _{mín}	$\eta_{\text{máx}}$	Cost _{mín}	$\eta_{\text{máx}}$	Cost _{mín}
η	54.43	53.88	56.61	55.64	57.23	55.36	57.89*	56.95
Coste total (M€/año)	54.37	54.32*	55.76	55.63	55.17	55	57.15	57
B (M€/año)	2.75	2.22	3.65	2.75	4.89*	3.09	3.6	2.77
Coste de generación (€/MWh)	47.59	48.03	46.93	47.64	45.93*	47.33	47.04	47.68

Tabla 10.1 Comparativa entre las configuraciones

Tal y como podemos observar, si nuestro único objetivo fuera el de maximizar el rendimiento de la central del ciclo combinado, nuestra configuración óptima sería la de tres niveles de presión + recalentamiento, con las variables tomando los valores pertenecientes al punto de máximo rendimiento como vimos en su apartado correspondiente.

Este hecho es así porque al tener la misma turbina de gas, la base para conseguir mayor rendimiento del ciclo combinado se encuentra en la forma en la que aprovechemos los gases de escape, misión de la que se encarga nuestro elemento objeto de estudio, el HRSG. Si conseguimos una mayor transferencia de energía de los gases de escape al agua, conseguiremos que el agua a su vez transfiera más energía a las turbinas, las cuales nos proporcionarán mayor trabajo neto y, como el gasto del combustible es fijo ya que pertenece al ciclo Brayton, nuestro rendimiento aumentará en consecuencia. Así pues, llegamos a la conclusión de que incluyendo un mayor número de presiones en el HRSG, conseguimos siempre un aumento en el rendimiento.

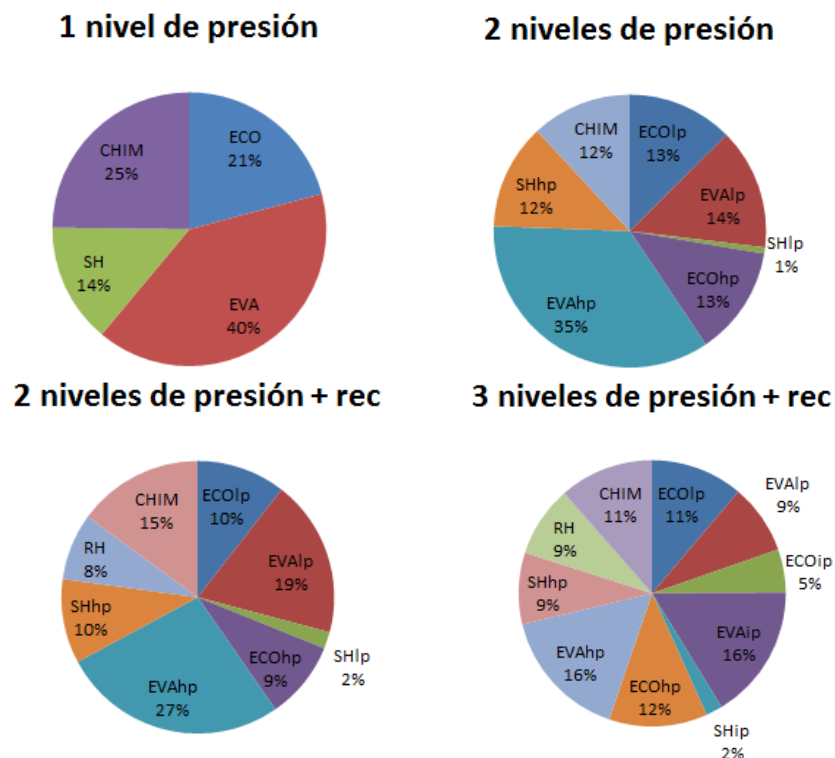


Figura 10.1 Distribución de la energía en los HRSG

La figura 10.1 muestra la distribución del uso de la energía de los gases de escape de la turbina de gas en los distintos óptimos para las distintas configuraciones HRSG, en ella se demuestra lo mencionado anteriormente, cuanto más niveles de presión, obtenemos un mejor aprovechamiento de los gases de escape y un mejor rendimiento. Este hecho es también fácilmente visible analizando la temperatura de los gases de escape por la chimenea, entre los que existe una gran diferencia entre un nivel de presión, en cuyo óptimo, los gases abandonan la caldera con una temperatura de 138.71 °C y entre la configuración de 3 niveles de presión y recalentamiento, para la cual, los gases de escape poseen una temperatura de 72.09°C.

Sin embargo, tal y como hemos mencionado al principio de este apartado, nuestro óptimo no se basa en el mayor rendimiento, sino en una obtención mayor de beneficios. Teniendo en cuenta este parámetro, nuestro HRSG óptimo se encontraría en el punto de máximo rendimiento, con una configuración de dos niveles de presión y recalentamiento. Ya que posee unos beneficios anuales de 4.89M€ y un coste de generación de 45.93€/MWh.

Por el contrario, si analizamos la situación actual de las centrales de ciclo combinado, la mayoría presentan una configuración del HRSG de 3 niveles de presión. Esto tiene una sencilla explicación, las turbinas de gas actuales soportan temperaturas cercanas a los 1300°C, por lo tanto los gases de escape del ciclo Brayton poseen temperaturas mayores, lo cual, hace más práctico el hecho de un mejor aprovechamiento de la energía de estos gases en el HRSG. Sin embargo, la turbina de gas que hemos elegido para la realización del trabajo posee una temperatura de entrada a la misma de 1157°C, esto provoca que la temperatura de los gases de escape del ciclo Brayton posean una temperatura de 513.71 °C.

Esta temperatura es relativamente baja teniendo en cuenta el contexto actual, ya que en otros trabajos de estudio del HRSG a la hora de establecer las restricciones para su optimización, establecen una temperatura máxima para el vapor de agua, situada en 584°C, ya que este es el límite que nos proporcionan los materiales de la turbina de vapor. Obviamente, en nuestro caso nunca existiría este problema ya que la temperatura máxima que alcanzará el vapor de agua siempre estará por debajo de 513.71°C.

Esto quiere decir, que para el caso particular de nuestra turbina de gas, el modelo óptimo viene dado por una configuración de 2 niveles de presión más recalentamiento, sin embargo, esto no es una solución general para todas las centrales que se encuentren en la realidad. De hecho, llegar a esta conclusión es interesante, puesto que hemos llegado a una conclusión similar a la que se ha llegado a la hora de establecer las centrales de ciclo combinado con HRSG's de 3 niveles de presión.

En el contexto práctico, no existen centrales de ciclo combinado con 4 niveles de presión, ya que se ha llegado a la conclusión de que con las turbinas de gas actuales no compensa el aumento del rendimiento que nos proporcionaría este cuarto nivel de presión adicional frente a la inversión que supondría. Y esto es exactamente a la conclusión que se ha llegado en este trabajo a la hora de la obtención del óptimo, para nuestra turbina de gas, no compensa añadir un tercer nivel de presión a nuestro HRSG, ya que el aumento de rendimiento no compensa el gasto económico.

Por lo tanto, hemos llegado a la conclusión de que nuestro HRSG optimizado posee los siguientes parámetros.

Configuración	2 niveles de presión + recalentamiento
η_{ciclo}	57.23
P_{HP} (bar)	69.98
PP_{HP} (°C)	5
AP_{HP} (°C)	10.112
SC_{HP} (°C)	19.99
P_{LP} (bar)	5
PP_{LP} (°C)	5
AP_{LP} (°C)	15
SC_{LP} (°C)	27.43

Tabla 10.2 Diseño óptimo del HRSG

Por otro lado, para construir este HRSG se necesitarán los siguientes metros cuadrados de intercambio de calor distribuidos del siguiente modo.

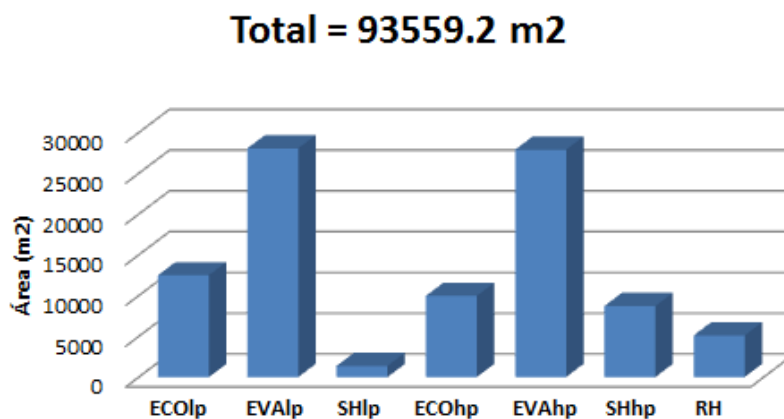


Figura 10.2 Área de intercambio de calor del HRSG óptimo

Por otro lado, también podríamos realizar una aproximación rápida de los beneficios totales que nos brindaría nuestra central de ciclo combinado, puesto que no tendremos en cuenta ni tasas de descuento ni variaciones del dinero y hemos

supuesto una vida útil de la central de 30 años, conociendo el flujo de caja anual (4.89M€). Los beneficios totales serían de:

$$\text{Beneficios totales (M€)} = 4.89 \left(\frac{\text{M€}}{\text{año}} \right) \cdot 30(\text{años}) = 146.7$$

Es importante tener en cuenta que todas las hipótesis, sobre todo las económicas, provienen del contraste de distintas fuentes ya que las fuentes coste de inversión, coste del combustible, etc. Son mayoritariamente opacas y dependientes de distintos factores, pero los resultados obtenidos son satisfactorios y acordes a la realidad ya que tal y como se comentó anteriormente, para esta turbina de gas, un óptimo de 3 niveles de presión hubiera sido incorrecto.

11. CONCLUSIONES

En primer lugar, hay que destacar la importancia de trabajos de esta índole, puesto que el ciclo combinado es una forma muy interesante de generar energía eléctrica ya que su principal ventaja es su flexibilidad y velocidad en el cambio de régimen. Cualidades necesarias en los momentos de imposibilidad de cumplimiento de la demanda por parte de las energías renovables, las cuales cada vez están obteniendo un papel cada vez más relevante en el mix energético.

En nuestro caso particular, el algoritmo genético se ha comportado como una técnica de optimización totalmente efectiva, debido a que nuestras variables se encontraban acotadas correctamente y nuestro problema estaba sometido a restricciones severas, el algoritmo no ha tenido mayor dificultad para moverse dentro del espacio de soluciones y encontrar el óptimo, con una convergencia muy rápida, pero no incorrecta.

Este hecho ha quedado demostrado tras el estudio paramétrico de las variables, en el que se ha demostrado que la eficiencia térmica aumenta cuando mayor sea la presión en la caldera, ya que la temperatura media del agua en los tubos será mayor y se necesitará invertir menos energía en el cambio de fase.

En cambio el Approach Point y el Pinch Point provocan un aumento en el rendimiento al disminuir su valor, ya que estos parámetros indican la diferencia de temperatura entre los gases de escape y el agua, por lo tanto, cuanto menor sea, mejor se estará realizando la transferencia de calor.

Por lo tanto, el algoritmo genético buscando un rendimiento mayor buscaba maximizar los valores de la presión y disminuir los del AP y el PP, siempre teniendo en cuenta las restricciones impuestas (un título de vapor mínimo del 84% en el último escalón de la turbina y una temperatura de salida mínima a la chimenea de 70°C). Por eso, la incorporación del recalentamiento supone un gran cambio en la presión de la caldera, ya que permite valores mucho más altos, pues no habrá problemas con el título de vapor.

Por otro lado, ha resultado interesante incorporar la acción del algoritmo genético para minimizar costes, ya que se ha podido comprobar que el algoritmo actuaba bajo unos criterios adecuados porque se comportaba justo de forma contraria con este objetivo que con el de la eficiencia térmica. Esto tiene un sentido lógico, ya que por ejemplo, al disminuir el valor del PP aumentamos el rendimiento, por otro lado incrementamos también el área de transferencia de calor y las inversiones.

Sin embargo, en la comparativa final para la elección del óptimo, la participación de la configuración con un coste mínimo dentro de la misma configuración ha sido irrelevante, puesto que siempre ha tenido unos mayores beneficios la configuración con una eficiencia óptima que con un coste mínimo. Esto sucede porque en nuestro caso siempre merece la pena invertir en un mayor rendimiento ya que nuestras variables se encuentran acotadas en sus extremos por valores demostrados por la experiencia de otros autores, por lo tanto, el extremo de una de nuestras variables nunca supondría un valor surrealista respecto al punto de vista económico.

En la comparativa entre las diferentes configuraciones, se ha demostrado que la introducción de nuevos niveles de presión trae consigo una mayor eficiencia térmica, aunque también una inversión económica mayor. En nuestro caso, el óptimo se encuentra en la configuración con dos niveles de presión + recalentamiento, esto quiere decir que, el paso de introducir un nuevo nivel de presión no es rentable, ya que, aunque aumentamos el rendimiento, se provoca una disminución en los beneficios económicos y por tanto, no compensa.

En las centrales de ciclo combinado que aparecen habitualmente, nos encontramos con 3 niveles de presión, puesto que se ha demostrado que la incorporación de un cuarto nivel de presión, supondría un aumento del rendimiento demasiado bajo en comparación de la inversión económica necesaria. Esto es porque las turbinas de gas que aparecen habitualmente en la industria superan temperaturas más altas que la que hemos supuesto en nuestro trabajo, por lo tanto, aprovechar de forma más eficiente el calor con tres niveles de presión, sí que resulta rentable.

En conclusión, con nuestras hipótesis y nuestra turbina de gas, y gracias a la actuación de los algoritmos genéticos, en el presente trabajo hemos llegado a una conclusión similar a la que se ha llegado para determinar en la práctica que no compensa añadir un cuarto nivel de presión, pero en nuestro caso, la no rentabilidad de la adición de un tercero.

12. BIBLIOGRAFÍA

1. Energy Information Administration. International Energy Outlook 2013. 2013. DOE/EIA-0484(2013).
2. United Nations Framework Convention on Climate Change. 2010.
3. Chase, David L. Combined-Cycle Development Evolution and Future. GER-4206 (04/01), s.l. : GE Power Systems, 2001.
4. Red Eléctrica de España. Avance del sistema eléctrico español 2014.
5. Asociación Técnica Española de la Industria del Gas. 2º Seminario Internacional sobre Cambio Climático Madrid: Las empresas españolas ante el Cambio Climático. La respuesta del sector gasista. 2002.
6. Introducción a los Algoritmos Genéticos, Marcos Gestal Pose, Dpto. Tecnologías de la Información y las Comunicaciones. Universidad da Coruña.
7. <http://es.mathworks.com/help/gads/some-genetic-algorithm-terminology.html>
8. <http://es.mathworks.com/help/gads/how-the-genetic-algorithm-works.html>
9. <http://es.mathworks.com/help/gads/performing-a-genetic-algorithm-optimization.html>
10. <http://es.mathworks.com/help/gads/what-is-the-genetic-algorithm.html>
11. <http://es.mathworks.com/help/gads/examples/performing-a-multiobjective-optimization-using-the-genetic-algorithm.html#zmw57dd0e2369>
12. <http://es.mathworks.com/help/gads/using-gamultiobj.html#briwyp4>
13. M.J. Moran, H.N. Shapiro. Fundamentos de Termodinámica Técnica. 2004. 2º edición.
14. Santiago Sabugal García Florentino Gómez Moñux. Centrales térmicas de ciclo combinado: teoría y proyecto.
15. <http://www.victorenergy.com/heat-recovery-steam-generator/>.
16. Rogers, Dave y Chriswindarto, Wulang. HRSG-101. <http://thedreamteam2013.wikispaces.com/file/view/HRSG+101+-+Basic+Understanding-1.pdf>.
17. Valdés, Manuel, Durán, María Dolores y Rovira, Antonio. Thermoeconomic optimization of combined cycle gas turbine power plants using genetic algorithms. s.l. : Elsevier, Diciembre de 2003, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, págs. 2169-2182.
18. A.M., Bassily. Modeling, numerical optimization, and irreversibility reduction of a dual-pressure reheat combined-cycle. s.l. : Elsevier, Junio de 2005, Applied Energy, Vol. 81.



19. Ganjeh Kaviri, Abdolsaeid Ganjeh Kaviri, Nazri Mohd. Jaafar, Mohammad y Mat Lazim, Tholudin. Modeling and multi-objective exergy based optimization of a combined cycle power plant using a genetic algorithm. s.l. : Elsevier, Junio de 2012, Energy Conversion and Management, Vol. 58, págs. 94-103.
20. Bracco, Stefano y Siri, Silvia. Exergetic optimization of single level combined gas-steam power plants considering different objective functions. s.l. : Elsevier, Diciembre de 2010, Energy, Vol. 35, págs. 5365-5373.
21. J.H. Horlock, Combined Power Plants, first ed., Pergamon Press, Great Britain, 1992.
22. Department of energy (DOE) of the United States of America (2006): Annual Energy Outlook 2006.
23. Royal academy of Engineering (2004). The cost of Generating Electricity.
24. Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generator operating parameters for combined plants. C. Casarosa, F. Donatini, A. Franco. Energy 29 (2004) 389-414.
25. Estudio energético comparativo de diferentes configuraciones de ciclo combinado. Javier Martínez Reina.
26. Ruhl, Chistof (2011): BP Statistical Review of World Energy June 2011.
27. B. Naughten. Economic assesment of combined cycle gas turbines in Australia, some effects of microeconomic reform and technological change, Energy Policy 31 (3) (2003) 225-245.
28. OMIE (2014). Informe de mercado. Memoria 2014.
29. Holmgren, Magnus. X STEAM FOR MATLAB. [Código Matlab] 2007.

13. ANEXOS

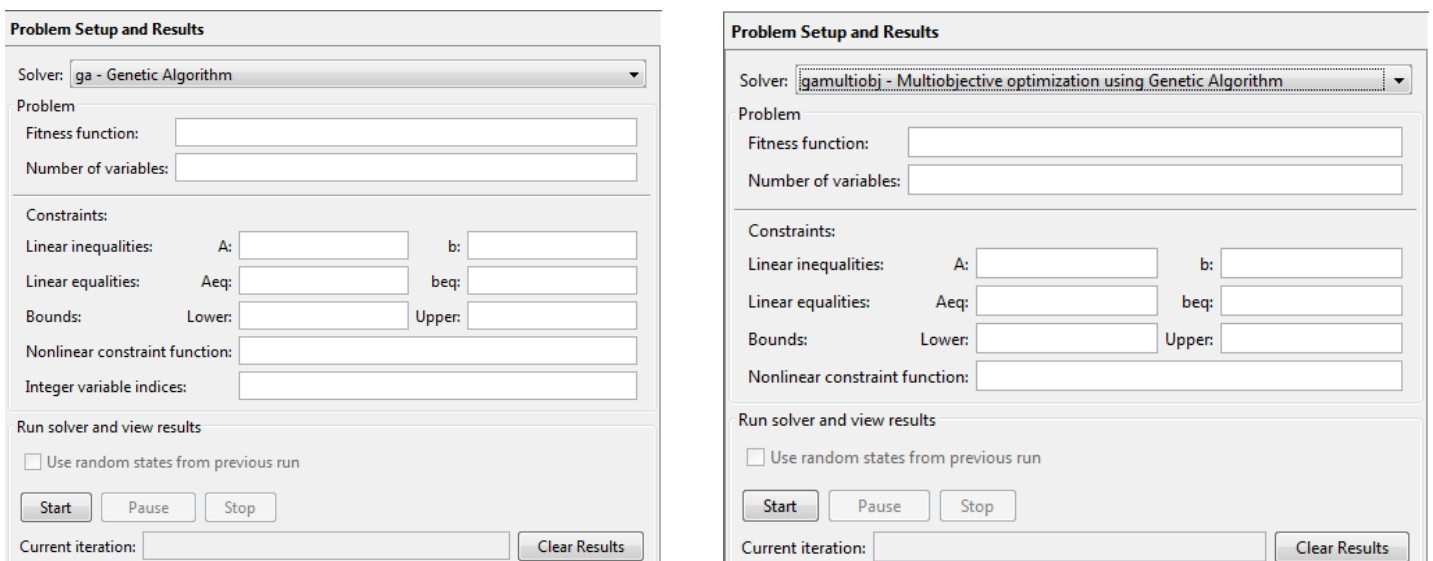
13.1 FUNCIONES EN MATLAB

El objetivo de este anexo es el de mostrar las funciones utilizadas en Matlab, la primera de ellas, `turbinadegas.m`, se utiliza como herramienta para resolver el ciclo Brayton y nos devuelve los valores enteros interesantes para el resto de funciones.

Respecto a las demás, por cada nivel de presión hay 2 funciones, una de ellas corresponde a la función `fitness`, la cual nos devuelve dos valores, uno correspondiente a la eficiencia térmica del ciclo y otro correspondiente a los gastos anuales.

La otra función de cada configuración se encarga de las restricciones no lineales necesarias en la ejecución del algoritmo, devuelve un vector de valores, los cuales todos deben estar por debajo de 0 si son correctos, en caso contrario se aplica una penalización y el individuo no prospera en la selección para la siguiente generación.

Una vez escritas todas las funciones tenemos 2 opciones, o bien realizar la optimización por separado, ocultando el valor de los costes y dejando visible para el programa el del rendimiento o viceversa. La otra opción consiste en una optimización multiobjetivo, en la que ambos valores quedan visibles, así pues, el entorno de Matlab en los 2 casos es el siguiente:



The figure displays two side-by-side screenshots of the MATLAB 'Problem Setup and Results' dialog box. The left screenshot shows the 'ga - Genetic Algorithm' solver selected. The right screenshot shows the 'gamultiobj - Multiobjective optimization using Genetic Algorithm' solver selected. Both screenshots show fields for fitness function, number of variables, constraints (linear inequalities, linear equalities, bounds, nonlinear constraint function), and integer variable indices. The right screenshot also includes a 'Run solver and view results' section with a checkbox for 'Use random states from previous run' and buttons for 'Start', 'Pause', 'Stop', and 'Clear Results'.

Figura 13.1 Herramienta de Matlab correspondiente a los algoritmos genéticos

13.1.1 Turbinadegas.m (Resolución de la turbina de gas)

```
%Datos de partida

%Condiciones atmosféricas
Ta=15; %Grados celsius
Pa=1.013; %Bares
%Datos compresor
PR=20; %Relación de compresión
eff_compresor=0.85;
%Datos turbina
eff_GT=0.91;
TIT=1157; %Grados celsius (temperatura de entrada)
mg=305.69; %kg/s
%Datos cámara de combustión
eff_cc=0.95;
lost_pcc=0.96; %pérdidas de presión
%Aire y gases como GICP KJ/kgK
Cpa=1.200;
Cpg=1.200;
gamma_a=1.3;
gamma_g=1.3;
%Poder calorífico metano KJ/kg
LHV=50016;

%%%Resolución del ciclo Brayton%%%

%Compresor
T_1a=Ta;
p_1a=Pa;
T_2a=(T_1a+273)*(1+(1/eff_compresor*(PR^((gamma_a-1)/gamma_a)-1)))-273;%Relación de
presiones PR=p2/p1
p_2a=p_1a*PR;

%Cámara de combustión
p_3g=p_2a*lost_pcc;
T_3g=TIT;
mf=mg*(Cpg*(T_3g+273)-Cpa*(T_2a+273))/(LHV*eff_cc-Cpa*(T_2a+273));
Qin=mf*LHV*eff_cc;

ma=mg-mf;
W_compresor=ma*Cpa*(T_2a-T_1a);%potencia en KW

%Turbina de gas
p_4g=Pa;
T_4g=((T_3g+273)*(1-eff_GT*(1-(p_3g/p_4g)^((1-gamma_g)/gamma_g)))-273;
W_GT=mg*Cpg*(T_3g-T_4g);

%Muestra de datos necesarios para la optimización
%del HRSG en MW
W_GTneto=W_GT/1000-W_compresor/1000 %MW
Qin/1000 %MW
T_4g
mf
```

13.1.2 nivelpresion1.m (Función fitness para un nivel de presión)

```
function optimizacion1 = nivelpresion1(x)

%%%Variables%%%
p_4s=x(1);
PP=x(2);
AP=x(3);
SC=x(4);

%%%Datos de partida%%
```

```

%Perteneientes a la parte termodinámica
Ta=15; %Grados celsius
Pa=1.013; %Bares
Cpg=1.200; %KJ/kg
eff_ST=0.9; %eficiencia de la turbina de vapor
eff_p=0.85; %eficiencia de la bomba

%Obtenidos en la resolución del ciclo Brayton
W_GTneto=114700; %KW
mg=305.69; %kg/s
Q_in=299820;
T_4g=513.71; %Grados celsius
mf=6.31; %kg/s

%Referentes a la parte económica
K_eva=31.16; %€/m2
K_eco=40.8;
K_sh=85.9;
U_eva=0.0437; %KW/m2K
U_eco=0.0426;
U_sh=0.05;
V_util=30; %años de vida útil
D=7000; %horas/año
Cost_inv=400; %€/kW
Cost_f=296.57; %€/ton
S=50; %€/MWh

%%%Resolución del ciclo%%%

%Estado 1
T_1s=Ta+10;
p_1s=XSteam('psat_T',T_1s);
p_6s=p_1s;
h_1s=XSteam('hL_T',T_1s);

%Estado 2
T_2s=T_1s; %La temperatura es prácticamente la misma
p_2s=p_4s;
h_2s=XSteam('h_pT',p_2s,T_2s);

%Estado 3
p_3s=p_2s;
T_3s=XSteam('Tsats_p',p_3s);
h_3s=XSteam('hL_T',T_3s);
T_3s2=T_3s-SC;
h_3s2=XSteam('h_pT',p_3s,T_3s2);
T_6g=T_3s+PP;

%Estado 4
T_4s=XSteam('Tsats_p',p_3s);
h_4s=XSteam('hV_T',T_4s);

%Estado 5
p_5s=p_4s;
T_5s=T_4g-AP;
h_5s=XSteam('h_pT',p_5s,T_5s);

%Estado 6
s_5s=XSteam('s_pT',p_5s,T_5s);
s_6si=s_5s;
h_6si=XSteam('h_ps',p_6s,s_6si);
h_6s=h_5s-eff_ST*(h_5s-h_6si);

ms=mg*Cpg*(T_4g-T_6g)/(h_5s-h_3s);
T_5g=T_4g-ms*(h_5s-h_4s)/(mg*Cpg);
T_6g2=T_5g-ms*(h_4s-h_3s2)/(mg*Cpg);
T_7g=T_6g2-ms*(h_3s2-h_2s)/(mg*Cpg);

%Trabajos ciclo Rankine
W_p=ms*(h_2s-h_1s)/eff_p; %Bomba
W_ST=ms*(h_5s-h_6s); %Turbina de vapor
W_STneto=W_ST-W_p;
W_neto=W_GTneto+W_STneto;

%%%Rendimiento ciclo%%%
rendimiento=(W_neto/Q_in)*100;

```

```

optimizacion1(1)=-rendimiento;

%%%Costes%%%

%ECO
Q_eco=mg*Cpg*(T_6g2-T_7g);
ATlm_eco=((T_6g2-T_3s2)-(T_7g-T_2s))/log((T_6g2-T_3s2)/(T_7g-T_2s));
A_eco=Q_eco/(U_eco*ATlm_eco);
Cost_eco=K_eco*A_eco;

%EVA
Q_eva=mg*Cpg*(T_5g-T_6g2); %Incluimos el calor residual producido por el SC
ATlm_eva=((T_5g-T_4s)-(T_6g-T_3s))/log((T_5g-T_4s)/(T_6g-T_3s));
A_eva=Q_eva/(U_eva*ATlm_eva);
Cost_eva=K_eva*A_eva;

%SH
Q_sh=mg*Cpg*(T_4g-T_5g);
ATlm_sh=((T_4g-T_5s)-(T_5g-T_4s))/log((T_4g-T_5s)/(T_5g-T_4s));
A_sh=Q_sh/(U_sh*ATlm_sh);
Cost_sh=K_sh*A_sh;

%Calor desperdiciado
Q_chim=mg*Cpg*(T_7g-Ta);

%Coste amortización
Cost_var=Cost_eco+Cost_eva+Cost_sh;
Cost_fij=Cost_inv*W_neto;
Cost_am=(Cost_fij+Cost_var)/V_util;

%Coste del combustible
Cost_tf=Cost_f*mf*3.6*D;

%Costes totales anuales
Cost_tot=1.1*(Cost_tf+Cost_am);
optimizacion1(2)=Cost_tot/1000000;

%Ingresos
P_anual=(W_neto/1000)*D; %MWh
Cost_gen=Cost_tot/P_anual; %€/MWh
I=S*P_anual;

%Beneficios
B=(I-Cost_tot)/1000000;

```

13.1.3 Restnolinear1.m (Restricciones para un nivel de presión)

```

function [ c, ceq ] = Restnolinear1(x)

%%%Variables%%%
p_4s=x(1);
PP=x(2);
AP=x(3);
SC=x(4);

%%%Datos de partida%%%

%Perteneientes a la parte termodinámica
Ta=15; %Grados celsius
Pa=1.013; %Bares
Cpg=1.200; %KJ/kg
eff_ST=0.9; %eficiencia de la turbina de vapor
eff_p=0.85; %eficiencia de la bomba

%Obtenidos en la resolución del ciclo Brayton
W_GTneto=114700; %KW
mg=305.69; %kg/s
Q_in=299820;
T_4g=513.71; %Grados celsius
mf=6.31; %kg/s

```

```
%%Resolución del ciclo%%

%Estado 1
T_1s=Ta+10;
p_1s=XSteam('psat_T',T_1s);
p_6s=p_1s;
h_1s=XSteam('hL_T',T_1s);

%Estado 2
T_2s=T_1s; %La temperatura es prácticamente la misma
p_2s=p_4s;
h_2s=XSteam('h_pT',p_2s,T_2s);

%Estado 3
p_3s=p_2s;
T_3s=XSteam('Tsats_p',p_3s);
h_3s=XSteam('hL_T',T_3s);
T_3s2=T_3s-SC;
h_3s2=XSteam('h_pT',p_3s,T_3s2);
T_6g=T_3s+PP;

%Estado 4
T_4s=XSteam('Tsats_p',p_3s);
h_4s=XSteam('hV_T',T_4s);

%Estado 5
p_5s=p_4s;
T_5s=T_4g-AP;
h_5s=XSteam('h_pT',p_5s,T_5s);

%Estado 6
s_5s=XSteam('s_pT',p_5s,T_5s);
s_6si=s_5s;
h_6si=XSteam('h_ps',p_6s,s_6si);
h_6s=h_5s-eff_ST*(h_5s-h_6si);

ms=mg*Cpg*(T_4g-T_6g)/(h_5s-h_3s);
T_5g=T_4g-ms*(h_5s-h_4s)/(mg*Cpg);
T_6g2=T_5g-ms*(h_4s-h_3s2)/(mg*Cpg);
T_7g=T_6g2-ms*(h_3s2-h_2s)/(mg*Cpg);

%Titulo salida turbina
X_ST=XSteam('x_ph',p_6s,h_6s)*100;
c=[-X_ST+84;
-T_7g+70];
ceq = [];
```

13.1.4 nivelpresion2sinrec.m (Función fitness para dos niveles de presión)

```
function optimizacion3 = nivelpresion2sinrec(x)

%%Variables%%
p_hp=x(1);
PP_hp=x(2);
AP_hp=x(3);
SC_hp=x(4);
p_lp=x(5);
PP_lp=x(6);
AP_lp=x(7);
SC_lp=x(8);

%%Datos de partida%%

%Perteneientes a la parte termodinámica
Ta=15; %Grados celsius
Pa=1.013; %Bares
Cpg=1.200; %KJ/kg
eff_ST=0.9; %eficiencia de la turbina de vapor
eff_p=0.85; %eficiencia de la bomba

%Obtenidos en la resolución del ciclo Brayton
W_GTneto=114700; %KW
```

```

Q_in=299820;
T_4g=513.7; %Grados celsius
mf=6.31; %kg/s
mg=305.69; %kg/s

%Referentes a la parte económica
K_eva=31.16; %€/m2
K_eco=40.8;
K_sh=85.9;
U_eva=0.0437; %KW/m2K
U_eco=0.0426;
U_sh=0.05;
V_util=30; %años de vida útil
D=7000; %horas/año
Cost_inv=600; %€/kW
Cost_f=296.57; %€/ton
S=50; %€/MWh

%%Resolución del ciclo%%

%Estado 1
T_1s=Ta+10;
p_1s=XSteam('psat_T',T_1s);
p_6s=p_1s;
h_1s=XSteam('hL_T',T_1s);

%Estado 2
T_2s=T_1s;
p_2s=p_1p;
h_2s=XSteam('h_pT',p_2s,T_2s);

%Estado 3
p_3s=p_2s;
T_3s=XSteam('Tsats_p',p_3s);
h_3s=XSteam('hL_T',T_3s);
T_3s2=T_3s-SC_lp;
h_3s2=XSteam('h_pT',p_3s,T_3s2);
T_9g=T_3s+PP_lp;

%Estado 4
T_4s=T_3s;
p_4s=p_3s;
h_4s=XSteam('hV_T',T_4s);

%Estado 7
T_7s=T_3s;
p_7s=p_hp;
h_7s=XSteam('h_pT',p_7s,T_7s);

%Estado 8
p_8s=p_7s;
T_8s=XSteam('Tsats_p',p_8s);
h_8s=XSteam('hL_T',T_8s);
T_8s2=T_8s-SC_hp;
h_8s2=XSteam('h_pT',p_8s,T_8s2);

%Estado 9
T_9s=T_8s;
p_9s=p_8s;
h_9s=XSteam('hV_T',T_9s);

%Estado 10
T_10s=T_4g-AP_hp;
p_10s=p_9s;
h_10s=XSteam('h_pT',p_10s,T_10s);
T_6g=T_8s+PP_hp;
ms_d2=(mg*Cpg*(T_4g-T_6g))/(h_10s-h_8s);
T_5g=T_6g+ms_d2*(h_9s-h_8s)/(mg*Cpg);
T_6g2=T_6g-ms_d2*(h_8s-h_8s2)/(mg*Cpg);
T_7g=T_6g-ms_d2*(h_8s-h_7s)/(mg*Cpg);

%Estado 5
T_5s=T_7g-AP_lp;
p_5s=p_4s;
h_5s=XSteam('h_pT',p_5s,T_5s);
ms_d1=(mg*Cpg*(T_7g-T_9g))/(h_5s-h_3s);
ms=ms_d1+ms_d2;

```

```

T_8g=T_9g+ms_d1*(h_4s-h_3s)/(mg*Cpg);
T_9g2=T_9g-ms*(h_3s-h_3s2)/(mg*Cpg);
T_10g=T_9g-ms*(h_3s-h_2s)/(mg*Cpg);

%Estado 6
s_5s=XSteam('s_pT',p_5s,T_5s);
s_6si=s_5s;
h_6si=XSteam('h_ps',p_6s,s_6si);
h_6s=h_5s-eff_ST*(h_5s-h_6si);

%Estado 11
s_10s=XSteam('s_pT',p_10s,T_10s);
s_11si=s_10s;
p_11s=p_1s;
h_11si=XSteam('h_ps',p_11s,s_11si);
h_11s=h_10s-eff_ST*(h_10s-h_11si);

%Trabajos
W_p1=ms*(h_2s-h_1s)/eff_p; %Bomba 1
W_p2=ms_d2*(h_7s-h_3s)/eff_p; %Bomba 2
W_HST=ms_d2*(h_10s-h_11s); %Turbina de alta
W_LST=ms_d1*(h_5s-h_6s); %Turbina de baja
W_STneto=W_HST+W_LST-W_p1-W_p2;
W_neto=W_GTneto+W_STneto;

%%%Rendimiento global%%%
Rendimiento=(W_neto/Q_in)*100;
optimizacion3(l)=-Rendimiento;

%%%Costes%%%

%ECO_LP
Q_ecolp=mg*Cpg*(T_9g2-T_10g);
ATlm_ecolp=((T_9g2-T_3s2)-(T_10g-T_2s))/log((T_9g2-T_3s2)/(T_10g-T_2s));
A_ecolp=Q_ecolp/(U_eco*ATlm_ecolp);
Cost_ecolp=K_eco*A_ecolp;

%EVA_LP
Q_evalp=mg*Cpg*(T_8g-T_9g2); %Incluimos el calor residual producido por el SC
ATlm_evalp=((T_8g-T_4s)-(T_9g-T_3s))/log((T_8g-T_4s)/(T_9g-T_3s));
A_evalp=Q_evalp/(U_eva*ATlm_evalp);
Cost_evalp=K_eva*A_evalp;

%SH_LP
Q_shlp=mg*Cpg*(T_7g-T_8g);
ATlm_shlp=((T_7g-T_5s)-(T_8g-T_4s))/log((T_7g-T_5s)/(T_8g-T_4s));
A_shlp=Q_shlp/(U_sh*ATlm_shlp);
Cost_shlp=K_sh*A_shlp;

%ECO_HP
Q_ecohp=mg*Cpg*(T_6g2-T_7g);
ATlm_ecohp=((T_6g2-T_8s2)-(T_7g-T_7s))/log((T_6g2-T_8s2)/(T_7g-T_7s));
A_ecohp=Q_ecohp/(U_eco*ATlm_ecohp);
Cost_ecohp=K_eco*A_ecohp;

%EVA_HP
Q_evahp=mg*Cpg*(T_5g-T_6g2); %Incluimos el calor residual producido por el SC
ATlm_evahp=((T_5g-T_9s)-(T_6g-T_8s))/log((T_5g-T_9s)/(T_6g-T_8s));
A_evahp=Q_evahp/(U_eva*ATlm_evahp);
Cost_evahp=K_eva*A_evahp;

%SH_HP
Q_shhp=mg*Cpg*(T_4g-T_5g);
ATlm_shhp=((T_4g-T_10s)-(T_5g-T_9s))/log((T_4g-T_10s)/(T_5g-T_9s));
A_shhp=Q_shhp/(U_sh*ATlm_shhp);
Cost_shhp=K_sh*A_shhp;

%Calor desperdiciado
Q_chim=mg*Cpg*(T_10g-Ta);

%Coste amortizacion
Cost_var=Cost_ecolp+Cost_evalp+Cost_shlp+Cost_ecohp+Cost_evahp+Cost_shhp;
Cost_fij=Cost_inv*W_neto;
Cost_am=(Cost_fij+Cost_var)/V_util;

%Coste del combustible
Cost_tf=Cost_f*mf*3.6*D;

```



```
%Costes totales anuales
Cost_tot=1.1*(Cost_tf+Cost_am);
optimizacion3(2)=Cost_tot/1000000;

%Ingresos
P_anual=(W_neto/1000)*D; %MWh
Cost_gen=Cost_tot/P_anual; %MWh
I=S*P_anual;

%Beneficios
B=(I-Cost_tot)/1000000;
```

13.1.5 Resnolinear2sinrec.m (Restricciones para 2 niveles de presión)

```
function [ c, ceq ] = Restnolinear2sinrec(x)
%%Variables%%
p_hp=x(1)
PP_hp=x(2)
AP_hp=x(3)
SC_hp=x(4)
p_lp=x(5)
PP_lp=x(6)
AP_lp=x(7)
SC_lp=x(8)

%%Datos de partida%%

%Perteneientes a la parte termodinámica
Ta=15; %Grados celsius
Pa=1.013; %Bares
mg=305.69; %kg/s
Cpg=1.200; %KJ/kg
eff_ST=0.9; %eficiencia de la turbina de vapor
eff_p=0.85; %eficiencia de la bomba

%Obtenidos en la resolución del ciclo Brayton
W_GTneto=114700; %KW
Q_in=299820;
T_4g=513.7; %Grados celsius

%%Resolución del ciclo%%

%Estado 1
T_1s=Ta+10;
p_1s=XSteam('psat_T',T_1s);
p_6s=p_1s;
h_1s=XSteam('hL_T',T_1s);

%Estado 2
T_2s=T_1s;
p_2s=p_lp;
h_2s=XSteam('h_pT',p_2s,T_2s);

%Estado 3
p_3s=p_2s;
T_3s=XSteam('Tsat_p',p_3s);
h_3s=XSteam('hL_T',T_3s);
T_3s2=T_3s-SC_lp;
h_3s2=XSteam('h_pT',p_3s,T_3s2);
T_9g=T_3s+PP_lp;

%Estado 4
T_4s=T_3s;
p_4s=p_3s;
h_4s=XSteam('hV_T',T_4s);

%Estado 7
T_7s=T_3s;
p_7s=p_hp;
h_7s=XSteam('h_pT',p_7s,T_7s);
```

```
%Estado 8
p_8s=p_7s;
T_8s=XSteam('Tsats_p',p_8s);
h_8s=XSteam('hL_T',T_8s);
T_8s2=T_8s-SC_hp;
h_8s2=XSteam('h_pt',p_8s,T_8s2);

%Estado 9
T_9s=T_8s;
p_9s=p_8s;
h_9s=XSteam('hV_T',T_9s);

%Estado 10
T_10s=T_4g-AP_hp;
p_10s=p_9s;
h_10s=XSteam('h_pt',p_10s,T_10s);
T_6g=T_8s+PP_hp;
ms_d2=(mg*Cpg*(T_4g-T_6g))/(h_10s-h_8s);
T_5g=T_6g+ms_d2*(h_9s-h_8s)/(mg*Cpg);
T_6g2=T_6g-ms_d2*(h_8s-h_8s2)/(mg*Cpg);
T_7g=T_6g-ms_d2*(h_8s-h_7s)/(mg*Cpg);

%Estado 5
T_5s=T_7g-AP_lp;
p_5s=p_4s;
h_5s=XSteam('h_pt',p_5s,T_5s);
ms_d1=(mg*Cpg*(T_7g-T_9g))/(h_5s-h_3s);
ms=ms_d1+ms_d2;
T_8g=T_7g-ms_d1*(h_5s-h_4s)/(mg*Cpg);
T_9g2=T_9g-ms*(h_3s-h_3s2)/(mg*Cpg);
T_10g=T_9g-ms*(h_3s-h_2s)/(mg*Cpg);

%Estado 6
s_5s=XSteam('s_pt',p_5s,T_5s);
s_6si=s_5s;
h_6si=XSteam('h_ps',p_6s,s_6si);
h_6s=h_5s-eff_ST*(h_5s-h_6si);

%Estado 11
s_10s=XSteam('s_pt',p_10s,T_10s);
s_11si=s_10s;
p_11s=p_1s;
h_11si=XSteam('h_ps',p_11s,s_11si);
h_11s=h_10s-eff_ST*(h_10s-h_11si);

X_11s=XSteam('x_ph',p_11s,h_11s)*100;
X_6s=XSteam('x_ph',p_6s,h_6s)*100;

c=[-X_11s+84;
    -X_6s+84;
    -T_10g+70];
ceq = [];
```

13.1.6 nivelpresion2.m (Función fitness para 2 niveles de presión+rec)

```
function optimizacion2 = nivelpresion2(x)

%%Variables%%
p_hp=x(1);
PP_hp=x(2);
AP_hp=x(3);
SC_hp=x(4);
p_lp=x(5);
PP_lp=x(6);
AP_lp=x(7);
SC_lp=x(8);

%%Datos de partida%%
```

```
%Perteneientes a la parte termodinámica
Ta=15; %Grados celsius
Pa=1.013; %Bares
mg=305.69; %kg/s
Cpg=1.200; %KJ/kg
eff_ST=0.9; %eficiencia de la turbina de vapor
eff_p=0.85; %eficiencia de la bomba
alfa=0.3; %P_11s/P_10s

%Obtenidos en la resolución del ciclo Brayton
W_GTneto=114700; %KW
Q_in=299820;
T_4g=513.7; %Grados celsius
mf=6.31; %kg/s

%Referentes a la parte económica
K_eva=31.16; %€/m2
K_eco=40.8;
K_sh=85.9;
K_rh=50.2;
U_eva=0.0437; %KW/m2K
U_eco=0.0426;
U_sh=0.05;
U_rh=0.05;
V_util=30; %años de vida útil
D=7000; %horas/año
Cost_inv=500; %€/kW
Cost_f=296.57; %€/ton
S=50; %€/MWh

%%%Resolución del ciclo%%%

%Estado 1
T_1s=Ta+10;
p_1s=XSteam('psat_T',T_1s);
p_6s=p_1s;
h_1s=XSteam('hL_T',T_1s);

%Estado 2
T_2s=T_1s;
p_2s=p_1p;
h_2s=XSteam('h_pT',p_2s,T_2s);

%Estado 3
p_3s=p_2s;
T_3s=XSteam('Tsats_p',p_3s);
h_3s=XSteam('hL_T',T_3s);
T_3s2=T_3s-SC_lp;
h_3s2=XSteam('h_pT',p_3s,T_3s2);
T_10g=T_3s+PP_lp;

%Estado 4
T_4s=T_3s;
p_4s=p_3s;
h_4s=XSteam('hV_T',T_4s);

%Estado 7
T_7s=T_3s;
p_7s=p_hp;
h_7s=XSteam('h_pT',p_7s,T_7s);

%Estado 8
p_8s=p_7s;
T_8s=XSteam('Tsats_p',p_8s);
h_8s=XSteam('hL_T',T_8s);
T_8s2=T_8s-SC_hp;
h_8s2=XSteam('h_pT',p_8s,T_8s2);
T_7g=T_8s+PP_hp;

%Estado 5
T_5s=T_7g-AP_lp;
p_5s=p_4s;
h_5s=XSteam('h_pT',p_5s,T_5s);

%Estado 9
T_9s=T_8s;
```

```

p_9s=p_8s;
h_9s=XSteam('hV_T',T_9s);

%Estado 12
p_12s=alfa*p_9s;
T_12s=T_4g-AP_hp;
h_12s=XSteam('h_pT',p_12s,T_12s);

%Estado 10
p_10s=p_9s;
T_10s=T_12s*0.93;
h_10s=XSteam('h_pT',p_10s,T_10s);

%Estado 11
s_10s=XSteam('s_pT',p_10s,T_10s);
s_11si=s_10s;
p_11s=p_12s;
h_11si=XSteam('h_ps',p_11s,s_11si);
h_11s=h_10s-eff_ST*(h_10s-h_11si);
T_11s=XSteam('T_ph',p_11s,h_11s);

ms_d2=(mg*Cpg*(T_4g-T_7g))/(h_12s-h_11s+h_10s-h_8s);
T_5g=T_4g-ms_d2*(h_12s-h_11s)/(mg*Cpg);
T_6g=T_5g-ms_d2*(h_10s-h_9s)/(mg*Cpg);

ms_d1=(mg*Cpg*(T_7g-T_10g)-ms_d2*(h_8s2-h_7s))/(h_5s-h_3s);
ms=ms_d1+ms_d2;
T_8g=T_7g-ms_d1*(h_5s-h_4s)/(mg*Cpg);
T_9g=T_10g+ms_d1*(h_4s-h_3s)/(mg*Cpg);
T_8g2=T_9g+ms_d2*(h_8s2-h_7s)/(mg*Cpg);
T_10g2=T_10g-ms*(h_3s-h_3s2)/(mg*Cpg);
T_11g=T_10g-ms*(h_3s-h_2s)/(mg*Cpg);

%Estado 13
s_12s=XSteam('s_pT',p_12s,T_12s);
s_13si=s_12s;
p_13s=p_1s;
h_13si=XSteam('h_ps',p_13s,s_13si);
h_13s=h_12s-eff_ST*(h_12s-h_13si);

%Estado 6
s_5s=XSteam('s_pT',p_5s,T_5s);
s_6si=s_5s;
h_6si=XSteam('h_ps',p_6s,s_6si);
h_6s=h_5s-eff_ST*(h_5s-h_6si);

%Trabajos
W_pl=ms*(h_2s-h_1s)/eff_p; %Bomba 1
W_p2=ms_d2*(h_7s-h_3s)/eff_p; %Bomba 2
W_HST=ms_d2*(h_10s-h_11s); %Turbina de alta
W_LST=ms_d1*(h_5s-h_6s)+ms_d2*(h_12s-h_13s); %Turbina de baja
W_STneto=W_HST+W_LST-W_pl-W_p2;
W_neto=W_CTneto+W_STneto;

%%Rendimiento global%%
Rendimiento=(W_neto/Q_in)*100;
optimizacion2(I)=-Rendimiento;

%%Costes%%

%ECO_LP
Q_ecolp=mg*Cpg*(T_10g2-T_11g);
ATlm_ecolp=((T_10g2-T_3s2)-(T_11g-T_2s))/log((T_10g2-T_3s2)/(T_11g-T_2s));
A_ecolp=Q_ecolp/(U_eco*ATlm_ecolp);
Cost_ecolp=K_eco*A_ecolp;

%EVA_LP
Q_evalp=mg*Cpg*(T_9g-T_10g2); %Incluimos el calor residual producido por el SC
ATlm_evalp=((T_9g-T_4s)-(T_10g-T_3s))/log((T_9g-T_4s)/(T_10g-T_3s));
A_evalp=Q_evalp/(U_eva*ATlm_evalp);
Cost_evalp=K_eva*A_evalp;

%SH_LP
Q_shlp=mg*Cpg*(T_7g-T_8g);
ATlm_shlp=((T_7g-T_5s)-(T_8g-T_4s))/log((T_7g-T_5s)/(T_8g-T_4s));
A_shlp=Q_shlp/(U_sh*ATlm_shlp);
Cost_shlp=K_sh*A_shlp;

```

```
%ECO_HP
Q_ecohp=mg*Cpg*(T_8g2-T_9g);
ATlm_ecohp=((T_8g2-T_8s2)-(T_9g-T_7s))/log((T_8g2-T_8s2)/(T_9g-T_7s));
A_ecohp=Q_ecohp/(U_eco*ATlm_ecohp);
Cost_ecohp=K_eco*A_ecohp;

%EVA_HP
Q_evahp=mg*Cpg*(T_6g-T_7g+T_8g-T_8g2);%Incluimos el calor residual producido por el SC
ATlm_evahp=((T_6g-T_9s)-(T_7g-T_8s))/log((T_6g-T_9s)/(T_7g-T_8s));
A_evahp=Q_evahp/(U_eva*ATlm_evahp);
Cost_evahp=K_eva*A_evahp;

%SH_HP
Q_shhp=mg*Cpg*(T_5g-T_6g);
ATlm_shhp=((T_5g-T_10s)-(T_6g-T_9s))/log((T_5g-T_10s)/(T_6g-T_9s));
A_shhp=Q_shhp/(U_sh*ATlm_shhp);
Cost_shhp=K_sh*A_shhp;

%RH
Q_rh=mg*Cpg*(T_4g-T_5g);
ATlm_rh=((T_4g-T_12s)-(T_5g-T_11s))/log((T_4g-T_12s)/(T_5g-T_11s));
A_rh=Q_rh/(U_sh*ATlm_rh);
Cost_rh=K_sh*A_rh;

%Calor desperdiciado
Q_chim=mg*Cpg*(T_11g-Ta);

%Coste amortización
Cost_var=Cost_ecolp+Cost_evalp+Cost_shlp+Cost_ecohp+Cost_evahp+Cost_shhp+Cost_rh;
Cost_fij=Cost_inv*W_neto;
Cost_am=(Cost_fij+Cost_var)/V_util;

%Coste del combustible
Cost_tf=Cost_f*mf*3.6*D;

%Costes totales anuales
Cost_tot=1.1*(Cost_tf+Cost_am);
optimizacion2(2)=Cost_tot/1000000;

%Ingresos
P_anual=(W_neto/1000)*D; %MWh
Cost_gen=Cost_tot/P_anual; %MWh
I=S*P_anual;

%Beneficios
B=(I-Cost_tot)/1000000;
```

13.1.7 Restnolinear2.m (Restricciones para 2 niveles de presión+rec)

```
function [ c, ceq ] = Restnolinear2sinrec(x)
%%Variables%%
p_hp=x(1)
PP_hp=x(2)
AP_hp=x(3)
SC_hp=x(4)
p_lp=x(5)
PP_lp=x(6)
AP_lp=x(7)
SC_lp=x(8)

%%Datos de partida%%

%Perteneientes a la parte termodinámica
Ta=15; %Grados celsius
Pa=1.013; %Bares
mg=305.69; %kg/s
Cpg=1.200; %KJ/kg
eff_ST=0.9; %eficiencia de la turbina de vapor
eff_p=0.85; %eficiencia de la bomba
```

```
%Obtenidos en la resolución del ciclo Brayton
W_GTneto=114700; %KW
Q_in=299820;
T_4g=513.7; %Grados celsius

%%Resolución del ciclo%%

%Estado 1
T_1s=Ta+10;
p_1s=XSteam('psat_T',T_1s);
p_6s=p_1s;
h_1s=XSteam('hL_T',T_1s);

%Estado 2
T_2s=T_1s;
p_2s=p_1p;
h_2s=XSteam('h_pT',p_2s,T_2s);

%Estado 3
p_3s=p_2s;
T_3s=XSteam('Tsats_p',p_3s);
h_3s=XSteam('hL_T',T_3s);
T_3s2=T_3s-SC_lp;
h_3s2=XSteam('h_pT',p_3s,T_3s2);
T_9g=T_3s+PP_lp;

%Estado 4
T_4s=T_3s;
p_4s=p_3s;
h_4s=XSteam('hV_T',T_4s);

%Estado 7
T_7s=T_3s;
p_7s=p_hp;
h_7s=XSteam('h_pT',p_7s,T_7s);

%Estado 8
p_8s=p_7s;
T_8s=XSteam('Tsats_p',p_8s);
h_8s=XSteam('hL_T',T_8s);
T_8s2=T_8s-SC_hp;
h_8s2=XSteam('h_pT',p_8s,T_8s2);

%Estado 9
T_9s=T_8s;
p_9s=p_8s;
h_9s=XSteam('hV_T',T_9s);

%Estado 10
T_10s=T_4g-AP_hp;
p_10s=p_9s;
h_10s=XSteam('h_pT',p_10s,T_10s);
T_6g=T_8s+PP_hp;
ms_d2=(mg*Cpg*(T_4g-T_6g))/(h_10s-h_8s);
T_5g=T_6g+ms_d2*(h_9s-h_8s)/(mg*Cpg);
T_6g2=T_6g-ms_d2*(h_8s-h_8s2)/(mg*Cpg);
T_7g=T_6g-ms_d2*(h_8s-h_7s)/(mg*Cpg);

%Estado 5
T_5s=T_7g-AP_lp;
p_5s=p_4s;
h_5s=XSteam('h_pT',p_5s,T_5s);
ms_d1=(mg*Cpg*(T_7g-T_9g))/(h_5s-h_3s);
ms=ms_d1+ms_d2;
T_8g=T_7g-ms_d1*(h_5s-h_4s)/(mg*Cpg);
T_9g2=T_9g-ms*(h_3s-h_3s2)/(mg*Cpg);
T_10g=T_9g-ms*(h_3s-h_2s)/(mg*Cpg);

%Estado 6
s_5s=XSteam('s_pT',p_5s,T_5s);
s_6si=s_5s;
h_6si=XSteam('h_ps',p_6s,s_6si);
h_6s=h_5s-eff_ST*(h_5s-h_6si);

%Estado 11
s_10s=XSteam('s_pT',p_10s,T_10s);
s_11si=s_10s;
```

```
p_11s=p_1s;
h_11si=XSteam('h_ps',p_11s,s_11si);
h_11s=h_10s-eff_ST*(h_10s-h_11si);

X_11s=XSteam('x_ph',p_11s,h_11s)*100;
X_6s=XSteam('x_ph',p_6s,h_6s)*100;

c=[-X_11s+84;
    -X_6s+84;
    -T_10g+70];
ceq = [];
```

13.1.8 nivelpresion3.m (Función fitness para 3 niveles de presión)

```
function optimizacion4 = nivelpresion3(x)

%%%Variables%%%
p_hp=x(1);
PP_hp=x(2);
AP_hp=x(3);
SC_hp=x(4);
p_ip=x(5);
PP_ip=x(6);
AP_ip=x(7);
SC_ip=x(8);
p_lp=x(9);
PP_lp=x(10);
SC_lp=x(11);

%%%Datos de partida%%%

%Perteneientes a la parte termodinámica
Ta=15; %Grados celsius
Pa=1.013; %Bares
mg=305.69; %kg/s
Cpg=1.200; %KJ/kg
eff_ST=0.9; %eficiencia de la turbina de vapor
eff_p=0.85; %eficiencia de la bomba
alfa=0.3; %P_11s/P_10s

%Obtenidos en la resolución del ciclo Brayton
W_GTneto=114700; %KW
Q_in=299820;
T_4g=513.7; %Grados celsius
mf=6.31; %kg/s

%Referentes a la parte económica
K_eva=31.16; %€/m2
K_eco=40.8;
K_sh=85.9;
K_rh=50.2;
U_eva=0.0437; %KW/m2K
U_eco=0.0426;
U_sh=0.05;
U_rh=0.05;
V_util=30; %años de vida útil
D=7000; %horas/año
Cost_inv=800; %€/kW
Cost_f=296.57; %€/ton
S=50; %€/MWh

%%%Resolución del ciclo%%%

%Estado 1
T_1s=Ta+10;
p_1s=XSteam('psat_T',T_1s);
p_5s=p_1s;
h_1s=XSteam('hL_T',T_1s);
```

```

%Estado 2
T_2s=T_1s;
p_2s=p_lp;
h_2s=XSteam('h_pT',p_2s,T_2s);

%Estado 3
p_3s=p_2s;
T_3s=XSteam('Tsats_p',p_3s);
h_3s=XSteam('hL_T',T_3s);
T_3s2=T_3s-SC_lp;
h_3s2=XSteam('h_pT',p_3s,T_3s2);
T_12g=T_3s+PP_lp;

%Estado 4
T_4s=T_3s;
p_4s=p_3s;
h_4s=XSteam('hV_T',T_4s);

%Estado 6
T_6s=T_3s;
p_6s=p_ip;
h_6s=XSteam('h_pT',p_6s,T_6s);

%Estado 7
p_7s=p_6s;
T_7s=XSteam('Tsats_p',p_7s);
h_7s=XSteam('hL_T',T_7s);
T_7s2=T_7s-SC_ip;
h_7s2=XSteam('h_pT',p_7s,T_7s2);
T_10g=T_7s+PP_ip;

%Estado 8
T_8s=T_7s;
p_8s=p_7s;
h_8s=XSteam('hV_T',T_8s);

%Estado 11
T_11s=T_8s;
p_11s=p_hp;
h_11s=XSteam('h_pT',p_11s,T_11s);

%Estado 12
p_12s=p_11s;
T_12s=XSteam('Tsats_p',p_12s);
h_12s=XSteam('hL_T',T_12s);
T_12s2=T_12s-SC_hp;
h_12s2=XSteam('h_pT',p_12s,T_12s2);
T_7g=T_12s+PP_hp;

%Estado 9
T_9s=T_7g-AP_ip;
p_9s=p_8s;
h_9s=XSteam('h_pT',p_9s,T_9s);

%Estado 13
T_13s=T_12s;
p_13s=p_12s;
h_13s=XSteam('hV_T',T_13s);

%Estado 16
T_16s=T_4g-AP_hp;
p_16s=alfa*p_13s;
h_16s=XSteam('h_pT',p_16s,T_16s);

%Estado 14
T_14s=0.93*T_16s;
p_14s=p_13s;
h_14s=XSteam('h_pT',p_14s,T_14s);

%Estado 15
s_14s=XSteam('s_pT',p_14s,T_14s);
s_15si=s_14s;
p_15s=p_16s;
h_15si=XSteam('h_ps',p_15s,s_15si);
h_15s=h_14s-eff_ST*(h_14s-h_15si);
T_15s=XSteam('T_ph',p_15s,h_15s);

```



```

ms_d3=(mg*Cpg*(T_4g-T_7g))/(h_16s-h_15s+h_14s-h_12s);
T_5g=T_4g-ms_d3*(h_16s-h_15s)/(mg*Cpg);
T_6g=T_5g-ms_d3*(h_14s-h_13s)/(mg*Cpg);
ms_d2=(mg*Cpg*(T_7g-T_10g)-ms_d3*(h_12s-h_11s))/(h_9s-h_7s);
ms2=ms_d2+ms_d3;
T_8g=T_7g-ms_d2*(h_9s-h_8s)/(mg*Cpg);
T_9g=T_10g+ms_d2*(h_8s-h_7s)/(mg*Cpg);
T_8g2=T_9g+ms_d3*(h_12s2-h_11s)/(mg*Cpg);
T_10g2=T_10g-ms2*(h_7s-h_7s2)/(mg*Cpg);
T_11g=T_10g-ms2*(h_7s-h_6s)/(mg*Cpg);
ms_d1=(mg*Cpg*(T_11g-T_12g))/(h_4s-h_3s);
ms=ms_d1+ms_d2+ms_d3;
T_12g2=T_12g-ms*(h_3s-h_3s2)/(mg*Cpg);
T_13g=T_12g-ms*(h_3s-h_2s)/(mg*Cpg);

%Estado 5
s_4s=XSteam('sV_T',T_4s);
s_5si=s_4s;
h_5si=XSteam('h_ps',p_5s,s_5si);
h_5s=h_4s-eff_ST*(h_4s-h_5si);

%Estado 10
s_9s=XSteam('s_pT',p_9s,T_9s);
s_10si=s_9s;
p_10s=p_1s;
h_10si=XSteam('h_ps',p_10s,s_10si);
h_10s=h_9s-eff_ST*(h_9s-h_10si);

%Estado 17
s_16s=XSteam('s_pT',p_16s,T_16s);
s_17si=s_16s;
p_17s=p_1s;
h_17si=XSteam('h_ps',p_17s,s_17si);
h_17s=h_16s-eff_ST*(h_16s-h_17si);

%Trabajos
W_p1=ms*(h_2s-h_1s)/eff_p; %Bomba 1
W_p2=ms2*(h_6s-h_3s)/eff_p; %Bomba 2
W_p3=ms_d3*(h_11s-h_7s)/eff_p; %Bomba 3
W_HST=ms_d3*(h_14s-h_15s); %Turbina de alta
W_LST=ms_d1*(h_4s-h_5s)+ms_d2*(h_9s-h_10s)+ms_d3*(h_16s-h_17s); %Turbina de baja
W_STneto=W_HST+W_LST-W_p1-W_p2-W_p3;
W_netto=W_GTneto+W_STneto;

%%Rendimiento global%%
Rendimiento=(W_netto/Q_in)*100;
optimizacion4(I)=-Rendimiento;

%%Costes%%

%ECO_LP
Q_ecolp=mg*Cpg*(T_12g2-T_13g);
ATlm_ecolp=((T_12g2-T_3s2)-(T_13g-T_2s))/log((T_12g2-T_3s2)/(T_13g-T_2s));
A_ecolp=Q_ecolp/(U_eco*ATlm_ecolp);
Cost_ecolp=K_eco*A_ecolp;

%EVA_LP
Q_evalp=mg*Cpg*(T_11g-T_12g2); %Incluimos el calor residual producido por el SC
ATlm_evalp=((T_11g-T_4s)-(T_12g-T_3s))/log((T_11g-T_4s)/(T_12g-T_3s));
A_evalp=Q_evalp/(U_eva*ATlm_evalp);
Cost_evalp=K_eva*A_evalp;

%ECO_IP
Q_ecoip=mg*Cpg*(T_10g2-T_11g);
ATlm_ecoip=((T_10g2-T_7s2)-(T_11g-T_6s))/log((T_10g2-T_7s2)/(T_11g-T_6s));
A_ecoip=Q_ecoip/(U_eco*ATlm_ecoip);
Cost_ecoip=K_eco*A_ecoip;

%EVA_IP
Q_evaip=mg*Cpg*(T_9g-T_10g2); %Incluimos el calor residual producido por el SC
ATlm_evaip=((T_9g-T_8s)-(T_10g-T_7s))/log((T_9g-T_8s)/(T_10g-T_7s));
A_evaip=Q_evaip/(U_eva*ATlm_evaip);
Cost_evaip=K_eva*A_evaip;

%SH_IP
Q_ship=mg*Cpg*(T_7g-T_8g);
ATlm_ship=((T_7g-T_9s)-(T_8g-T_8s))/log((T_7g-T_9s)/(T_8g-T_8s));

```

```

A_ship=Q_ship/(U_sh*ATlm_ship);
Cost_ship=K_sh*A_ship;

%ECO_HP
Q_ecohp=mg*Cpg*(T_8g2-T_9g);
ATlm_ecohp=((T_8g2-T_12s2)-(T_9g-T_11s))/log((T_8g2-T_12s2)/(T_9g-T_11s));
A_ecohp=Q_ecohp/(U_eco*ATlm_ecohp);
Cost_ecohp=K_eco*A_ecohp;

%EVA_HP
Q_evahp=mg*Cpg*(T_6g-T_7g+T_8g-T_8g2); %Incluimos el calor residual producido por el SC
ATlm_evahp=((T_6g-T_13s)-(T_7g-T_12s))/log((T_6g-T_13s)/(T_7g-T_12s));
A_evahp=Q_evahp/(U_eva*ATlm_evahp);
Cost_evahp=K_eva*A_evahp;

%SH_HP
Q_shhp=mg*Cpg*(T_5g-T_6g);
ATlm_shhp=((T_5g-T_14s)-(T_6g-T_13s))/log((T_5g-T_14s)/(T_6g-T_13s));
A_shhp=Q_shhp/(U_sh*ATlm_shhp);
Cost_shhp=K_sh*A_shhp;

%RH
Q_rh=mg*Cpg*(T_4g-T_5g);
ATlm_rh=((T_4g-T_16s)-(T_5g-T_15s))/log((T_4g-T_16s)/(T_5g-T_15s));
A_rh=Q_rh/(U_sh*ATlm_rh);
Cost_rh=K_sh*A_rh;

%Calor desperdiciado
Q_chim=mg*Cpg*(T_13g-Ta);

%Coste amortización
Cost_var=Cost_ecolp+Cost_evalp+Cost_ecoip+Cost_evaip+Cost_ship+Cost_ecohp+Cost_evahp+Cost_shhp+Cost_rh;
Cost_fij=Cost_inv*W_neto;
Cost_am=(Cost_fij+Cost_var)/V_util;

%Coste del combustible
Cost_tf=Cost_f*mf*3.6*D;

%Costes totales anuales
Cost_tot=1.1*(Cost_tf+Cost_am);
optimizacion4(2)=Cost_tot/1000000;

%Ingresos
P_anual=(W_neto/1000)*D; %MWh
Cost_gen=Cost_tot/P_anual; %€/MWh
I=S*P_anual;

%Beneficios
B=(I-Cost_tot)/1000000;

```

13.1.9 Restnolinear3.m (Restricciones para 3 niveles de presión)

```

function [ c, ceq ] = Restnolinear3(x)

%%Variables%%
p_hp=x(1);
PP_hp=x(2);
AP_hp=x(3);
SC_hp=x(4);
p_ip=x(5);
PP_ip=x(6);
AP_ip=x(7);
SC_ip=x(8);
p_lp=x(9);
PP_lp=x(10);
SC_lp=x(11);

%%Datos de partida%%

%Perteneientes a la parte termodinámica
Ta=15; %Grados celsius
Pa=1.013; %Bares
mg=305.69; %kg/s

```

```
Cpg=1.200; %KJ/kg
eff_ST=0.9; %eficiencia de la turbina de vapor
eff_p=0.85; %eficiencia de la bomba
alfa=0.3; %P_11s/P_10s
```

```
%Obtenidos en la resolución del ciclo Brayton
W_GTneto=114700; %KW
Q_in=299820;
T_4g=513.7; %Grados celsius
```

```
%%Resolución del ciclo%%
```

```
%Estado 1
```

```
T_1s=Ta+10;
p_1s=XSteam('psat_T',T_1s);
p_5s=p_1s;
h_1s=XSteam('hL_T',T_1s);
```

```
%Estado 2
```

```
T_2s=T_1s;
p_2s=p_1p;
h_2s=XSteam('h_pT',p_2s,T_2s);
```

```
%Estado 3
```

```
p_3s=p_2s;
T_3s=XSteam('Tsats_p',p_3s);
h_3s=XSteam('hL_T',T_3s);
T_3s2=T_3s-SC_lp;
h_3s2=XSteam('h_pT',p_3s,T_3s2);
T_12g=T_3s+PP_lp;
```

```
%Estado 4
```

```
T_4s=T_3s;
p_4s=p_3s;
h_4s=XSteam('hV_T',T_4s);
```

```
%Estado 6
```

```
T_6s=T_3s;
p_6s=p_ip;
h_6s=XSteam('h_pT',p_6s,T_6s);
```

```
%Estado 7
```

```
p_7s=p_6s;
T_7s=XSteam('Tsats_p',p_7s);
h_7s=XSteam('hL_T',T_7s);
T_7s2=T_7s-SC_ip;
h_7s2=XSteam('h_pT',p_7s,T_7s2);
T_10g=T_7s+PP_ip;
```

```
%Estado 8
```

```
T_8s=T_7s;
p_8s=p_7s;
h_8s=XSteam('hV_T',T_8s);
```

```
%Estado 11
```

```
T_11s=T_8s;
p_11s=p_hp;
h_11s=XSteam('h_pT',p_11s,T_11s);
```

```
%Estado 12
```

```
p_12s=p_11s;
T_12s=XSteam('Tsats_p',p_12s);
h_12s=XSteam('hL_T',T_12s);
T_12s2=T_12s-SC_hp;
h_12s2=XSteam('h_pT',p_12s,T_12s2);
T_7g=T_12s+PP_hp;
```

```
%Estado 9
```

```
T_9s=T_7g-AP_ip;
p_9s=p_8s;
h_9s=XSteam('h_pT',p_9s,T_9s);
```

```
%Estado 13
```

```
T_13s=T_12s;
p_13s=p_12s;
h_13s=XSteam('hV_T',T_13s);
```

```

%Estado 16
T_16s=T_4g-AP_hp;
p_16s=alfa*p_13s;
h_16s=XSteam('h_pT',p_16s,T_16s);

%Estado 14
T_14s=0.93*T_16s;
p_14s=p_13s;
h_14s=XSteam('h_pT',p_14s,T_14s);

%Estado 15
s_14s=XSteam('s_pT',p_14s,T_14s);
s_15si=s_14s;
p_15s=p_16s;
h_15si=XSteam('h_ps',p_15s,s_15si);
h_15s=h_14s-eff_ST*(h_14s-h_15si);
T_15s=XSteam('T_ph',p_15s,h_15s);

ms_d3=(mg*Cpg*(T_4g-T_7g))/(h_16s-h_15s+h_14s-h_12s);
T_5g=T_4g-ms_d3*(h_16s-h_15s)/(mg*Cpg);
T_6g=T_5g-ms_d3*(h_14s-h_13s)/(mg*Cpg);
ms_d2=(mg*Cpg*(T_7g-T_10g)-ms_d3*(h_12s-h_11s))/(h_9s-h_7s);
ms2=ms_d2+ms_d3;
T_8g=T_7g-ms_d2*(h_9s-h_8s)/(mg*Cpg);
T_9g=T_10g+ms2*(h_8s-h_7s)/(mg*Cpg);
T_8g2=T_9g+ms_d3*(h_12s-h_12s2)/(mg*Cpg);
T_10g2=T_10g-ms2*(h_7s-h_7s2)/(mg*Cpg);
T_11g=T_10g-ms2*(h_7s-h_6s)/(mg*Cpg);
ms_d1=(mg*Cpg*(T_11g-T_12g))/(h_4s-h_3s);
ms=ms_d1+ms_d2+ms_d3;
T_12g2=T_12g-ms*(h_3s-h_3s2)/(mg*Cpg);
T_13g=T_12g-ms*(h_3s-h_2s)/(mg*Cpg);

%Estado 5
s_4s=XSteam('sV_T',T_4s);
s_5si=s_4s;
h_5si=XSteam('h_ps',p_5s,s_5si);
h_5s=h_4s-eff_ST*(h_4s-h_5si);

%Estado 10
s_9s=XSteam('s_pT',p_9s,T_9s);
s_10si=s_9s;
p_10s=p_1s;
h_10si=XSteam('h_ps',p_10s,s_10si);
h_10s=h_9s-eff_ST*(h_9s-h_10si);

%Estado 17
s_16s=XSteam('s_pT',p_16s,T_16s);
s_17si=s_16s;
p_17s=p_1s;
h_17si=XSteam('h_ps',p_17s,s_17si);
h_17s=h_16s-eff_ST*(h_16s-h_17si);

X_16s=XSteam('x_ph',p_16s,h_16s)*100;
X_10s=XSteam('x_ph',p_10s,h_10s)*100;
X_17s=XSteam('x_ph',p_17s,h_17s)*100;
X_5s=XSteam('x_ph',p_5s,h_5s)*100;

c=[-X_16s+100;
    -X_10s+84;
    -X_17s+84;
    -X_5s+84;
    -T_13g+70];
ceq = [];

```

